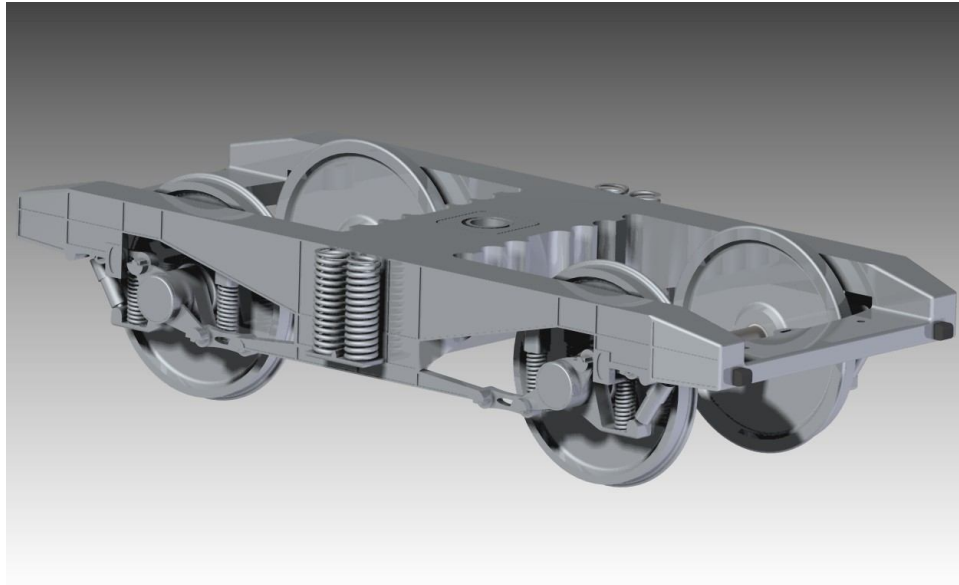




Universidad  
Carlos III de Madrid

**Departamento de Ingeniería Mecánica**

## PROYECTO FIN DE CARRERA



# *ESTUDIO MECÁNICO AVANZADO DE UN EJE DE FERROCARRIL*

**Autor: Alfonso Zamora Abad**

**Tutor: Juan Carlos García Prada**

**Leganés, Noviembre de 2010**

Título: Estudio mecánico avanzado de un Eje de Ferrocarril

Autor: Alfonso Zamora Abad

Director: Juan Carlos García Prada

## EL TRIBUNAL

Presidente: \_\_\_\_\_

Vocal: \_\_\_\_\_

Secretario: \_\_\_\_\_

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día \_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de 20\_\_ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE



## Agradecimientos

En primer lugar debo agradecer la realización de este proyecto a mis padres. Tras largas horas de trabajo todo el esfuerzo se debe ver recompensado, y ellos me han mostrado en todo momento un apoyo incondicional. Siempre les estaré agradecido.

También me gustaría agradecer a Juan Carlos García Prada, por todas sus enseñanzas, y por darme pautas para realizar este proyecto.

A Dafne, por su paciencia y cariño en todo momento.

## Resumen

El siguiente proyecto está basado en el comportamiento de un eje de ferrocarril bajo cargas. Se realizarán varios estudios estáticos, dinámicos (fatiga) y un estudio de vibraciones de dicha pieza para posteriormente valorar los resultados y estudiar posibles variaciones de geometría, composición y acabado.

Para la realización de este trabajo, nos valdremos de programas informáticos de diseño mecánico y análisis FEM: Solid Edge ST, Femap v10.0 y ProEngineer.

**Palabras clave:** *eje, estático, dinámico, fatiga, vibraciones, acabado superficial, SolidEdge, Femap, ProEnginner*



## Abstract

The following project is based on the behavior of a train axis with load in the wheelset. There will be realized static and dynamic studies (fatigue), and a study of vibrations of the axis. We'll value the results of these analyses and we'll study the possibles variations of geometry, composition and surface finished to take the best performance we can.

For the making of this work, we'll use mechanical design software and analysis FEM software: Solid Edge ST, Femap v10.0 and ProEngineer.

**Key words:** *axis, static, dynamic, fatigue, vibrations, surface finished, SolidEdge, Femap, ProEnginner*

# Índice general

1. Objetivo del Proyecto.....	10
2. Introducción.....	11
3. Software empleado.....	15
3.1. Solid Edge ST.....	15
3.2. Femap v10.0.....	17
3.3. ProEnginner .....	23
4. Desarrollo.....	29
4.1. Conceptos previos.....	29
4.1.1. ¿A qué llamamos eje?.....	29
4.1.2. Diferencia entre eje y árbol.....	29
4.1.3. Proceso de fabricación.....	29
4.1.4. Geometrías.....	30
4.1.5. Materiales.....	31
4.2. Elección de material de trabajo.....	32
4.3. Diseño del eje en Solid Edge ST.....	33
4.4. Implementación del modelo en Femap.....	37
4.4.1. Diagrama trabajo caso Estático.....	37
4.4.2. Importación diseño desde Solid Edge.....	38
4.4.3. Mallado.....	41
4.4.4. Aplicación condiciones de contorno.....	43
4.5. Estudio Estático.....	47
4.5.1. Resultados análisis estático.....	47
4.5.2. Gráfico de resultados.....	50

4.6. Estudio modos de vibración.....	52
4.6.1. Frecuencias naturales. Modos de vibración.....	52
4.6.2. Análisis modal.....	53
4.6.3. Resultado análisis de vibraciones.....	53
4.7. Implementación del modelo en ProEngineer.....	55
4.7.1. Conceptos Fatiga previos.....	55
4.7.1.1. Concepto de fatiga.....	55
4.7.1.2. Historia. Ensayo viga rotatoria.....	55
4.7.1.3. Fases propagación de grietas.....	57
4.7.1.4. Cargas estáticas y dinámicas.....	58
4.7.2. Diagrama trabajo caso dinámico.....	59
4.7.3. Importación diseño desde SolidEdge. Archivo STEP.....	62
4.7.4. Creación material de trabajo.....	63
4.7.4.1. Factor reducción resistencia a fatiga.....	64
4.7.4.2. Valores factor para 6 ejes con distintos radios de acuerdo....	66
4.7.5. Asignación material y condiciones de contorno.....	67
4.7.6. Análisis estático previo.....	69
4.8. Estudio Dinámico.....	73
4.8.1. Análisis fatiga. Variación radios.....	76
4.8.2. Análisis fatiga. Variación material de empleo.....	80
4.8.3. Análisis fatiga. Acabado superficial.....	83
5. Conclusiones.....	87
6. Pliego de condiciones.....	88
7. Presupuesto.....	89
8. Referencias.....	90
9. Planos.....	91

# Índice de figuras

Fig1.1. Diseño Bogie Locomotora Renfe252.....	12
Fig1.2. Wheelset.....	12
Fig1.3. Caja de grasa, anillo intermedio, pistas, rodamientos y tapa.....	13
Fig1.4. Sistema Suspensión con bieletas.....	13
Fig1.5. Suspensión Secundaria - Resortes.....	14
Fig1.6. Bastidor tren de rodadura.....	14
Fig3.1.1. Pantalla inicio SolidEdge.....	15
Fig3.1.2. Ejemplo Steering Wheel.....	16
Fig3.1.3. Ventana trabajo SolidEdge.....	16
Fig3.2.1. Pantalla Inicio Femap.....	18
Fig3.2.2. Relaciones Femap.....	18
Fig3.2.3. Comparativa análisis.....	20
Fig3.3.1. Software con compatibilidades muy diversas.....	24
Fig3.3.2. Ilustración inicio sesión ProEngineer.....	26
Fig3.3.3. Esquema disposición software ProEngineer.....	26
Fig3.3.4. System Toolbar.....	27
Fig3.3.5. Feature Toolbar.....	27
Fig4.3.1. Sección eje plano XZ.....	33
Fig4.3.2. Detalles radios de acuerdo.....	33
Fig4.3.3. Acotación eje.....	34
Fig4.3.4. Protusión por revolución.....	34
Fig4.3.5. Detalle diseño extremo eje.....	35
Fig4.3.6. Rosca en última sección.....	35
Fig4.3.7. Imagen general eje Solid Edge.....	36
Fig4.4.1.1. Esquema trabajo y diagrama M.....	37
Fig4.4.1.2. Diseño aproximado aplicación cargas en WheelSet.....	38
Fig4.4.2.1. Importación de geometría.....	39
Fig4.4.2.2. Aviso de Unidades.....	39



Fig4.4.2.3. Detalle de las múltiples unidades.....	40
Fig4.4.2.4. Ventana Definición de material.....	40
Fig4.4.2.5. Ventanas definición de propiedades.....	41
Fig4.4.3.1. Mallado en Femap.....	42
Fig4.4.3.2. Automallado.....	42
Fig4.4.3.3. Eje Mallado.....	42
Fig4.4.3.4. Chequeo mallado.....	43
Fig4.4.4.1. Pestaña restricción en superficie.....	44
Fig4.4.4.2. Detalle de las superficies sobre las que aplicamos las restricciones.....	44
Fig4.4.4.3. Restricciones arbitrarias.....	45
Fig4.4.4.4. Detalle de las superficies sobre las que aplicamos la carga.....	45
Fig4.4.4.5. Introducción de valor de carga.....	46
Fig4.4.4.6. Esquema de carga y empotramientos.....	46
Fig4.4.4.7. Introducción peso propio.....	46
Fig4.5.1. Variedad de estudios posibles.....	47
Fig4.5.1.1. Resultado análisis estático.....	48
Fig4.5.1.2. Detalle tensiones en cambios de sección.....	48
Fig4.5.1.3. Ventana de Postproceso.....	49
Fig4.5.2.1. Tensión vs Carga Aplicada.....	50
Fig4.5.2.2. Desplazamiento vs Carga Aplicada.....	50
Fig4.5.2.3. Reacción vs Carga Aplicada.....	51
Fig4.5.2.4. Elemento que sufre mayor esfuerzo tensional.....	51
Fig4.6.3.2. Gráfica modos de Vibración.....	54
Fig4.7.1.2.1. Esquema máquina ensayo fatiga.....	56
Fig4.7.1.2.2. Diagrama Fatiga.....	56
Fig4.7.1.3.1. Esquema fases rotura por fatiga.....	58
Fig4.7.2.1 Esquema trabajo y diagrama M.....	59
Fig4.7.2.2. Esquema dinámico trabajo y distribución tensiones.....	60
Fig4.7.2.3. Esquema carga pulsatorias y oscilantes.....	61
Fig4.7.3.1. Selección archivo STEP para importación de pieza a SolidEdge.....	62
Fig4.7.3.2. Ventana "Importación Modelo Nuevo" .....	62

Fig4.7.3.3. Pestaña Aplicaciones.....	63
Fig4.7.3.4. Menú Tipo de modelo.....	63
Fig4.7.4.1. Ventana definición de material.....	64
Fig4.7.4.1.1. Gráfica sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes.....	66
Fig4.7.4.1.2. Gráfica Kt para barra sección circular con estrechamiento.....	66
Fig4.7.5.1. Asignación de material.....	67
Fig4.7.5.2. Restricciones traslación y rotación.....	68
Fig4.7.5.3. Inserción Fuerzas.....	68
Fig4.7.5.4. Inserción carga peso.....	69
Fig4.7.5.5. Vista general eje en ProEngineer.....	69
Fig4.7.6.1. Elección Sets carga y restricciones.....	70
Fig4.7.6.2. Ventana Análisis y Estudios de Diseño.....	70
Fig4.7.6.3. Resumen de análisis.....	71
Fig4.7.6.4. Resumen Valores análisis.....	71
Fig4.7.6.5. Variedad de muestras en estudio estático.....	72
Fig4.7.6.6. Visualización Stress ProEngineer.....	72
Fig4.8.1. Ventana Análisis Fatiga.....	73
Fig4.8.2. Resultados posibles análisis Fatiga.....	73
Fig4.8.3. Visualización Fatiga.....	74
Fig4.8.4. Visualización Log Damage.....	75
Fig4.8.5. Visualización Confidence of life.....	75
Fig4.8.6. Visualización factor de safety.....	76
Fig4.8.1.2. Gráfico VMStress vs Log Ciclos.....	78
Fig4.8.1.3. Gráfico VMStress vs log ciclos STP1 STP6.....	78
Fig4.8.1.4. Gráfico VMStress vs log ciclos STP1 STP6 con valores.....	79
Fig4.8.1.5. Comparativa Vida a Fatiga entre los distintos ejes.....	80
Fig4.8.2.2. VMStress vs Log Ciclos STP6 ST42 ST52.....	82
Fig4.8.2.3. VMStress vs Log Ciclos STP6 ST42 ST52 con valores.....	83
Fig4.8.3.2. VMStress vs Log Ciclos. Variaciones acabado superficial.....	86

## Índice de tabl as

Tab4.2.1. Propiedades Acero Estructural.....	32
Tab4.5.1.4. Resultados Análisis Estático.....	49
Tab4.6.3.1.Frecuencias vibratorias.....	54
Tab4.7.4.2.1. Valores radio acuerdo.....	67
Tab4.7.4.2.2. Resultados Factor reducción de resistencia a fatiga.....	67
Tab4.8.1.1. VM y Ciclos, resultados 6 ejes.....	77
Tab4.8.2.1. Resultados 3 tipos de ejes según material.....	82
Tab4.8.3.1.Resultados según acabado superficial.....	85

# 1. Objetivo del Proyecto

El objetivo de este proyecto es estudiar el **comportamiento** de un eje de ferrocarril según su:

- **Geometría:** Se variarán el conjunto de radios de acuerdo de las secciones involucradas en el soporte de carga.
- **Propiedades materiales:** Se impondrán variaciones en el límite elástico y en la carga de rotura.
- **Acabado superficial:** Se compararán varios ejes con distintos acabados: pulidos, fundidos, corroídos, esmerilados, mecanizados deficientes... .

Para ello se realizarán **estudios estáticos, dinámicos y un estudio de vibraciones.**

- Inicialmente se realizarán estudios de carga estáticos de un eje en perfectas condiciones con un acero estructural básico.

- Se realizará un análisis de vibraciones para hallar los modos propios de la pieza.

- Se realizará un estudio dinámico de la pieza y se realizará una comparativa a fatiga entre ejes con distintos radios de acuerdo.

- Cambiaremos la composición material de nuestro eje y estudiaremos qué importancia tiene las propiedades materiales a la hora de montarlo en un bogie.

- Finalmente, se realizará una última comparativa aplicando carga en varios ejes con distintos acabados superficiales para ver la relevancia de este tipo de tratamientos.

Estas comparativas nos servirán para elegir cuál es la **mejor configuración** para asegurar una vida de trabajo en condiciones de rendimiento óptimas y sin comprometer la seguridad.

## 2. Introducción

Actualmente, el ferrocarril (tanto en su uso como transporte de mercancías como de personas) es uno de los medios de transporte más importante y con mayor uso, y constituye un elemento básico de comunicación territorial y de movilidad de los ciudadanos.

El planeta está rodeado por un amplio entramado de vías y raíles las cuales permiten conseguir una óptima comunicación entre distintos lugares alejados por miles de kilómetros.

Durante la primera mitad del siglo XIX, época de la Revolución Industrial, el ferrocarril gozó de su época de mayor esplendor ya que la red de carreteras de aquellos años no permitían un flujo cómodo y continuo de vehículos. En este punto, el ferrocarril cobraba mucha ventaja ya que permitía el transporte de viajeros y mercancías a un bajo costo y de forma regular y segura.

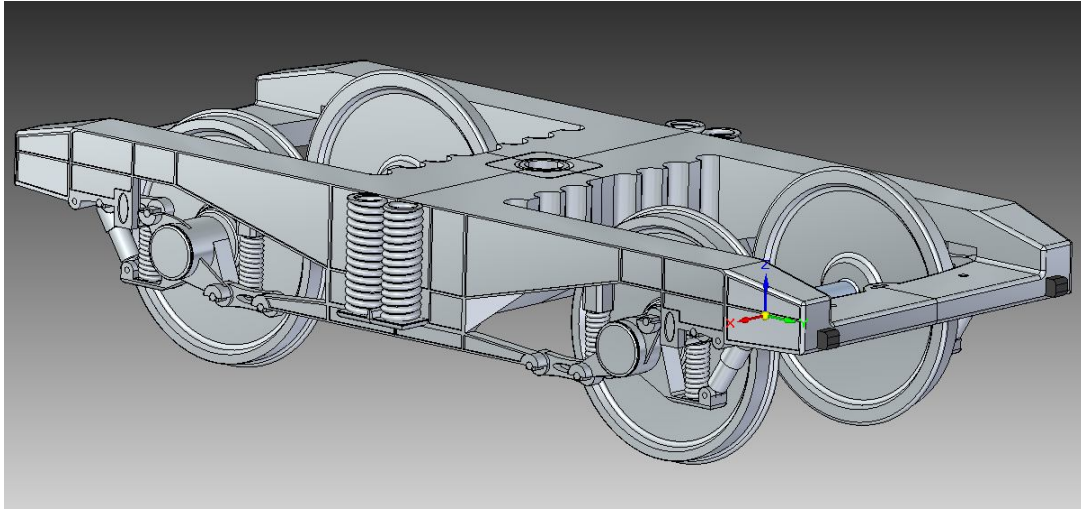
Hoy en día el ferrocarril sigue erigiéndose como uno de los medios de transporte de mayor uso y trascendencia. Este hecho puede ser avalado por cifras como las siguientes: En 2009 se transportaron casi un millón y medio (1418154) de toneladas de mercancía y se desplazaron más de seis millones y medio (6598797) de viajeros sólo en Europa. (Fuente EUROSTAT/INE).

Se trata de un transporte con ventajas comparativas en ciertos aspectos, tales como el consumo de combustible por tonelada/kilómetro transportada. Gracias a esta ventaja este tipo de transporte respeta el medio ambiente bastante más que otros medios de transporte de similar capacidad.

La principal característica que distingue este medio de locomoción de otros como los vehículos convencionales es su particular medio de contacto con la vía: el contacto raíl-rueda entre materiales metálicos, a diferencia del contacto convencional entre goma y pavimento. La ventaja más significativa de este tipo de contacto es su bajo coeficiente de rodadura (mucho menor que el coeficiente de rodadura en carretera).

El sistema que sirve de contacto entre el vagón y la vía es llamado tren de rodadura o bogie. Además de transmitir la carga vertical procedente del vagón al rail posee muchas más funciones como son:

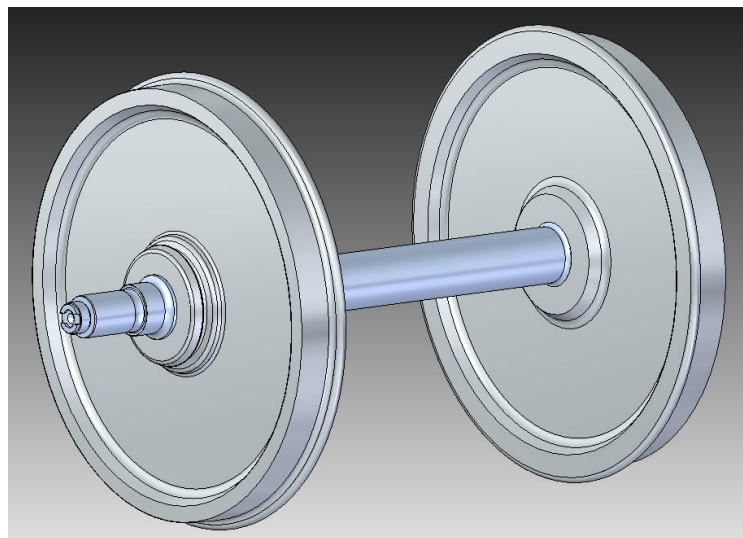
- Sistema direccional del vagón.
- Sistema de suspensión.
- Vehículo transmisor de fuerzas de aceleración y frenado, etc.



**Fig1.1. Diseño Bogie Locomotora Renfe252**

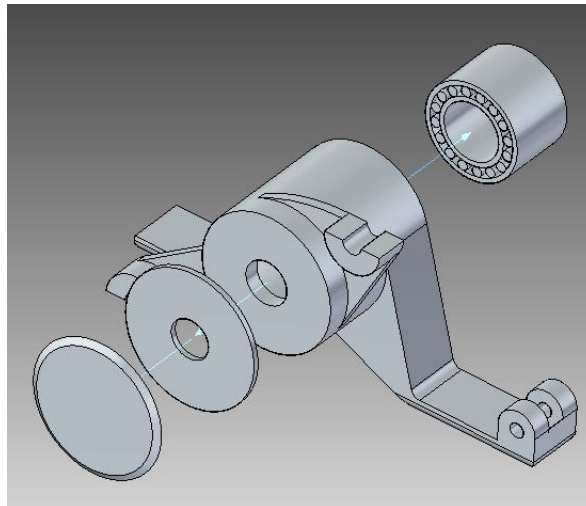
Son muchas las partes que conforman un bogie. Sin tener en cuenta el sistema de frenado y tracción, entre las más importantes podemos incluir:

- **Wheelset o Radstatz:** Es el conjunto formado por el eje y la rueda. En el eje se centran las fuerzas de apoyo y carga de todo el vehículo, es una pieza rodante que soporta el encastre de la rueda y sufre tensiones de todo tipo a lo largo de toda su longitud. Las ruedas constituyen la base fundamental de contacto con el rail y se encuentran encastradas en dos secciones del eje.



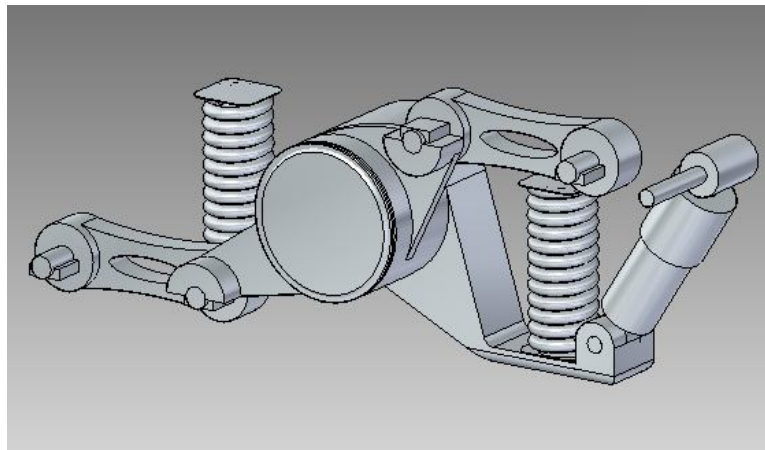
**Fig1.2. Wheelset**

- **Cajas de grasa:** Se encuentran situados en los extremos del eje. Su función es conseguir una óptima rotación entre los miembros metálicos del equipo. Además debe lubricar correctamente las zonas en contacto rotatorio para disminuir el desgaste y la fricción. Para conseguir esta deseada rotación, en el interior de la caja de grasa se alojan cojinetes de rodillos con sus respectivas pistas y sus anillos de obturación.



**Fig1.3. Caja de grasa, anillo intermedio, pistas, rodamientos y tapa**

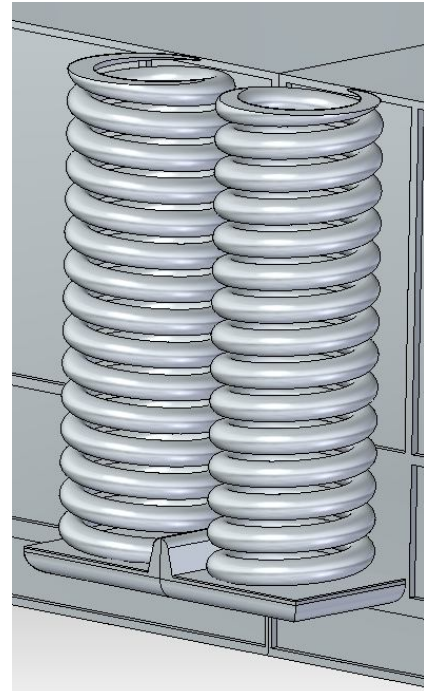
- **Suspensión Primaria:** Es el sistema principal de suspensión del tren de rodadura. Las cargas directas desde el rail a las ruedas son absorbidas por este sistema. Conecta los ejes montados con el bastidor del bogie y distribuye la carga del vehículo uniformemente en los pares de ejes durante la rodadura.



**Fig1.4. Sistema Suspensión con bieletas**

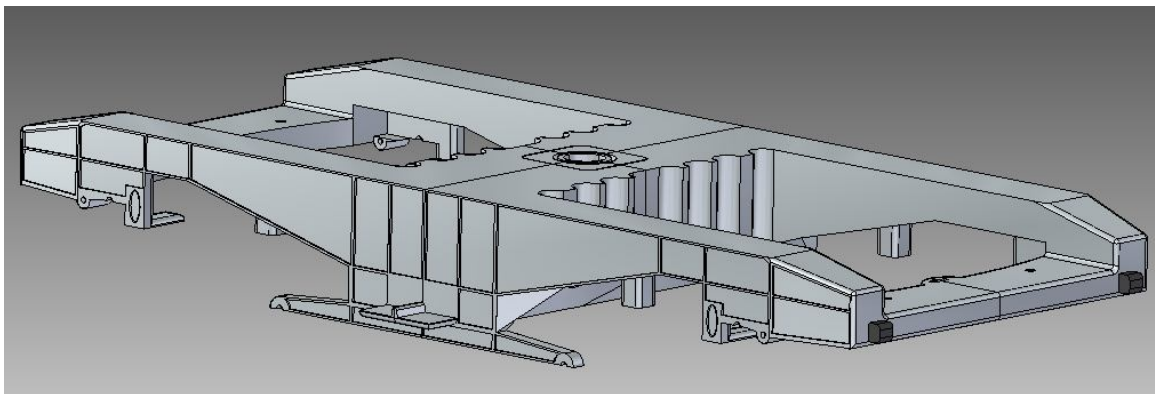


- **Suspensión secundaria:** Este sistema de suspensión se sitúa entre el bastidor del bogie y la caja del vehículo. Para realizar tal labor pueden utilizarse tanto resortes (elemento mecánico) como dispositivos aéreos (elemento neumático).



**Fig1.5. Suspensión Secundaria - Resortes**

- **Bastidor:** Es la estructura de acero de fundición que conforma el bogie. Sirve de soporte para todos los elementos del tren de rodadura.



**Fig1.6. Bastidor tren de rodadura**

Dada tal trascendencia en la época actual, este trabajo se basará en el estudio de un eje de ferrocarril, se someterá al mismo a distintas pruebas para **comprobar la durabilidad**, la rigidez, en definitiva **conocer los límites** de una de las partes más comprometidas de un tren.



## 3. Software Empleado

### 3.1. SOLID EDGE ST

*Solid Edge* es un programa de parametrizado de piezas en 3D basado en un software de sistema de diseño asistido por ordenador (CAD). Permite el modelado de piezas de distintos materiales, doblado de chapas, ensamblaje de conjuntos, soldadura y funciones de dibujo en plano.

Para la realización del proyecto, concretamente, se ha utilizado la última versión de este software, denominado *Solid Edge with Synchronous Technology*, ya que dispone de dos tipos de entornos de trabajo diferentes, unos en los que se trabaja con el método tradicional y otros en los que se puede utilizar las ventajas de la tecnología síncrona.



**Fig3.1.1. Pantalla inicio SolidEdgeSE**

Con esta nueva técnica queda derogada el orden de generación de las operaciones, lo que quiere decir esto es que no importa el orden en que se hayan creado estas, recalcula sólo las geometrías necesarias, y con la introducción del *steering wheel* (volante de dirección), podemos dinámicamente modificar los sólidos sin siquiera tocar el boceto. Esta tecnología también permite actuar sobre las operaciones de geometrías importadas de otras plataformas CAD con total libertad, acelerando el proceso de creación y modificación de proyectos entre empresas que cuentan con programas diferentes.

## Software empleado

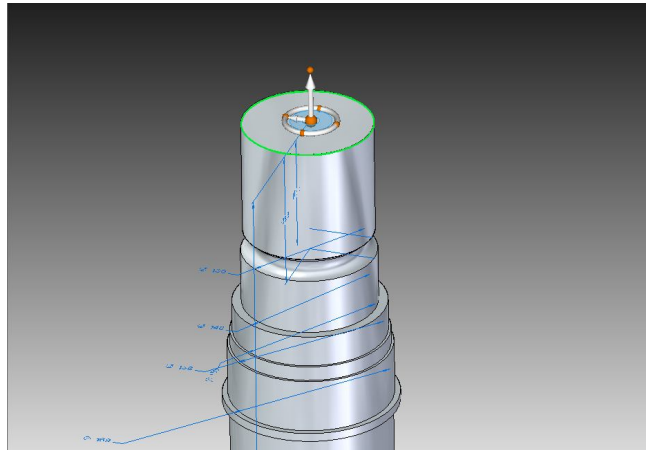


Fig3.1.2. Ejemplo Steering Wheel

*Solid Edge* dispone de diferentes ventanas gráficas para el modelado de piezas sólidas, de chapa, soldaduras, permite ensamblar conjuntos y crear planos de todos estos. Para acceder a ellos es necesario seleccionar el tipo entorno en el que se va a trabajar y la tecnología que va a ser empleada, seleccionando en la parte izquierda de la ventana de inicio la plantilla deseada.

Todas tienen en común la disposición de las distintas barras que componen la ventana, cuyas funciones se describirán a continuación:

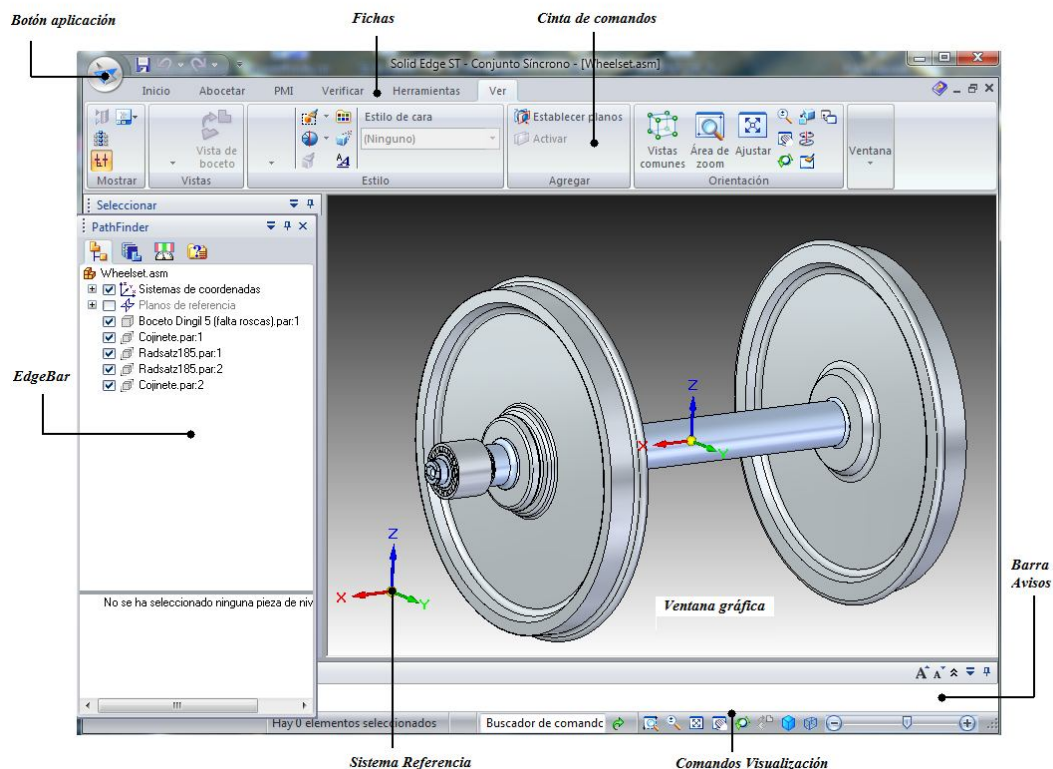


Fig3.1.3. Ventana trabajo SolidEdge

## ***Software empleado***

---

- **Botón aplicación:** contiene los comandos más comunes que anteriormente se encontraban bajo el menú *Archivos* (Nuevo, Guardar, Abrir...), además de las opciones de *Solid Edge* (tipo de plantilla a utilizar: *pieza ISO Tradicional, pieza ISO síncrona, Conjunto ISO Tradicional*,...)

- **Fichas:** serie de pestañas con el nombre de los diferentes menús, las cuales tras activarlas se despliega la cinta de comandos correspondiente.

- **Cinta de comandos:** contiene todos los comandos utilizados en cada entorno, se usarán estos para construir modelos de pieza, chapa, soldadura, conjuntos y producir dibujos en el plano; conteniendo distintas opciones dependiendo del medio en el cual se encuentre.

- **EdgeBar:** ventana que por defecto se presenta en la parte izquierda del interfaz. Esta herramienta da acceso a una serie de opciones que difieren según el entorno en el cual se esté. Dentro del *EdgeBar* se situarán los distintos paneles acoplables: *PathFinder, la barra de Comandos, Biblioteca de operaciones, Familia de piezas, Capas, Sensores, Reproducción de operaciones, Engineering Reference*,...

- **Barra de avisos:** presenta todos los avisos y ayudas, permitiendo que el usuario este guiado en todo momento.

- **Comandos visualización:** iconos ubicados en la parte inferior derecha de la pantalla, mediante los cuales se puede modificar el tamaño, la orientación, la posición, el tipo de vista (con bordes, sin ellos, transparente,...) de lo que está ubicado en la ventana gráfica.

### 3.2. **FEMAP v10.0**

Las capacidades de FEMAP versión 10.0 (último modelo) incorpora una serie de mejoras importantes con respecto al paquete básico y permite trabajar como herramienta avanzada "stand-alone" como modelador geométrico, pre- y postprocesador universal para cualquier programa FEM/FEA de análisis por elementos finitos son las siguientes:

- Modelador geométrico
- Librería de elementos finitos
- Propiedades de los materiales

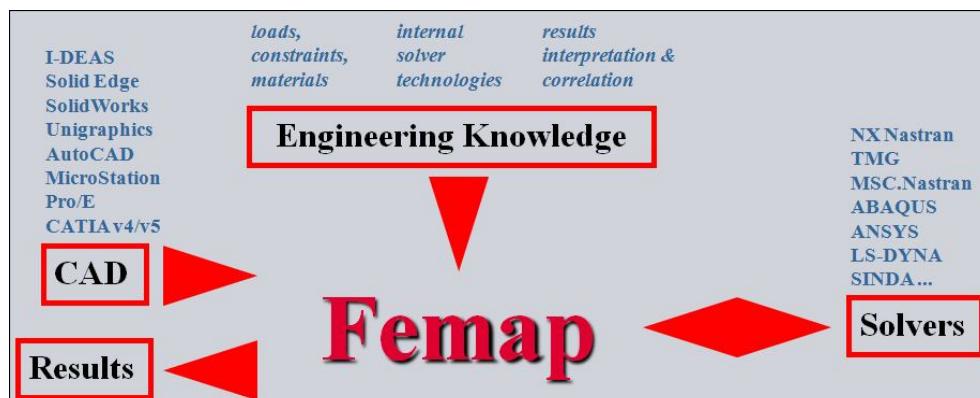
### Software empleado

- Cargas y condiciones de contorno
- Capacidades avanzadas de mallado
- Chequeo de la malla de elementos finitos
- Soporte de los solvers más importantes



**Fig3.2.1. Pantalla Inicio Femap**

FEMAP es la herramienta líder a nivel mundial en programas de ingeniería basados en el Método de Análisis por Elementos Finitos. FEMAP permite modelar y estudiar el comportamiento de piezas o complejos ensamblajes y realizar análisis estáticos lineales, pandeo, modal, postdinámicos, no lineales, fluidos, transmisión de calor, optimización, etc.. y conocer virtualmente el comportamiento del producto antes de su fabricación asegurando así mayor calidad, menores costes de desarrollo y una reducción importante del tiempo de lanzamiento del producto al mercado.



**Fig3.2.2. Relaciones Femap**

## **Historia**

**FEMAP** (*Finite Element Modeling And Postprocessing*) fue creado en 1985 por la compañía Enterprise Software Products Inc. (ESP) como un programa Windows nativo, inicialmente sólo como preprocesador para MSC/NASTRAN y MSC/PAL. En Septiembre de 1999 ESP fue adquirida por SDRC, compañía que se fusionaría con EDS, y más tarde ésta con UGS en el año 2001. Desde entonces se han comercializado en todo el mundo más de 14.000 licencias de FEMAP, gozando de un excepcional prestigio y aceptación entre ingenieros.

FEMAP se incluye empaquetado por otras compañías dentro de aplicaciones tan conocidas como CDesign de Blue Ridge Numerics, MAYA TMG, SafeHULL de American Bureau of Shipping, Sinda/G de Network Analysis Inc., NE/Nastran Modeler de Noran Engineering Inc. y MSC/Nastran for Windows de MSC.Software.

En Febrero de 2005, UGS anuncia el lanzamiento de FEMAP V9.0 con un nuevo interface de usuario, integración con NX Nastran y capacidades avanzadas de análisis no lineal que le da un nuevo impulso al eterno pre&postprocesador FEMAP con más de 20 años de historia.

## **Windows nativo**

FEMAP es un programa Windows nativo con un interface de usuario compatible con Microsoft Office, fácil de usar, que ofrece las siguientes beneficios para el usuario:

- Permite abrir múltiples modelos de análisis en la misma sesión de trabajo, y utilizar múltiples vistas dentro de cada modelo.
- Soporta operaciones de “copiar y pegar” entre diferentes modelos.
- Manipular entidades de nivel superior tales como cargas y restricciones dentro del árbol de operaciones del modelo.
- Revisar y editar datos del modelo de FEMAP a través del editor de entidades, así como copiar y pegar información entre aplicaciones Windows.
- Usar tablas de datos para ordenar, agrupar y editar datos del modelo.
- Seleccionar entidades FEMAP desde el nivel superior del interface de usuario.

Este programa nos ofrece una filosofía de sistema CAD neutro e independiente, capaz de comunicarse con los sistemas CAD 3D más importantes del mercado tales



## Software empleado

como Pro/Engineer, CATIA, Unigraphics NX, I-Deas y Solid Edge a través de ficheros nativos. Con SolidEdge y SolidWorks la comunicación puede realizarse a través de ficheros Parasolid (\*.X\_T) y con Autodesk Inventor a través de ficheros ACIS (\*.SAT), permitiendo leer modelos geométricos tanto de piezas como ensamblajes. Incluye potentes herramientas para construir geometrías tales como líneas, arcos, superficies y sólidos utilizando los kernels geométricos 3D sólidos Parasolid y ACIS. Adicionalmente permite leer ficheros IGES y STEP, así como DXF 2D.

- Solver Independiente

**FEMAP** ofrece un alto nivel de soporte de los principales solvers de Elementos Finitos del mercado, incluyendo las versiones más populares de NX Nastran, MSC/Nastran, Abaqus, Ansys, Marc, LS-Dyna, Sinda, TMG, COSMOS/M, etc .

FEMAP permite pre- y postprocesar resultados de análisis por elementos finitos realizados con los programas de EF más importantes del mercado de modelos estáticos lineales, modales, pandeo, transmisión de calor, análisis no lineales, análisis dinámicos avanzados, etc.... La siguiente tabla

muestra qué tipos de análisis es capaz de postprocesar FEMAP para diferentes paquetes MEF del mercado:

Analyses	NX Nastran	MSC Nastran	Abaqus	Ansys	LS Dyna	Marc
Static	*	*	*	*		*
Modal	*	*	*	*		*
Buckling	*	*	*	*		
Heat transfer	*	*	*	*		
Nonlinear	*	*	*	*	*	*
Transient response	*	*	*	*	*	
Frequency response	*	*	*	*		
Random response	*	*		*		
Explicit dynamics			*		*	
Post process	*	*	*	*		*

**Fig3.2.3. Comparativa análisis**

## Trabajando en Femap

El método de los elementos finitos es un procedimiento numérico para resolver problemas de ingeniería y de física matemática. En los elementos con geometrías complejas, a los que se les aplican determinados sistemas de cargas y están constituidos por materiales diversos, generalmente no es posible obtener una solución matemática exacta de forma analítica. Las expresiones analíticas son aquellas que se basan en fórmulas matemáticas para obtener los valores de las variables desconocidas deseadas, en cualquier lugar de un cuerpo, objeto de estudio, y son válidas para cualquier punto de este. Este tipo de soluciones generalmente requieren ser resueltas mediante ecuaciones diferenciales parciales u ordinarias, que por la complejidad de la geometría, sistema de cargas o por las propiedades de los materiales empleados generalmente no se pueden resolver; esto nos llevaría a aplicar una serie de hipótesis que simplifiquen el modelo, que pueden influir en la precisión del resultado final.

## *Software empleado*

---

Por lo tanto, se ha de confiar en los métodos numéricos, como el de los elementos finitos, mediante el cual, la solución del problema se da resolviendo un sistema de ecuaciones en diferencias de forma iterativa en vez de un sistema de ecuaciones diferenciales.

Se denomina *discretización* a la transformación de un sistema continuo en otro equivalente formado por pequeñas entidades o unidades de pequeño tamaño (elementos finitos) de geometría simple, interconectadas en los puntos comunes de dos o más elementos, líneas de contorno o superficies.

Mediante este procedimiento, en lugar de solucionar el problema de dominio en una sola operación, se aplican las leyes físicas a cada uno de los elementos finitos y al combinarlos se obtiene la solución total. La exactitud del método depende del número de elementos discretos en el que dividamos el modelo continuo.

Normalmente, la solución de problemas de tipo estructural, se basa, en la determinación de los desplazamientos en cada nodo y de las tensiones dentro de cada uno de los elementos que componen la estructura, que se someten a las cargas aplicadas.

Debido a la complejidad del cálculo se ha de recurrir a las nuevas tecnologías para agilizarlo. Por ello, el **método de los elementos finitos (FEM)** surge de la aplicación de los planteamientos matriciales apoyándose sobre el desarrollo de los ordenadores y de los procedimientos numéricos para los mismos. Por lo que en su desarrollo ha influido fundamentalmente el progreso en la tecnología de los ordenadores y de sus periféricos y los avances teóricos de nuevos conceptos computacionales.

El método de elementos finitos (*FEM*) se ha convertido en un elemento clave e indispensable en la tecnología, modelización y simulación de sistemas de ingeniería avanzada en diversos campos como la vivienda, transporte, comunicaciones,...

En la construcción de sistemas de ingeniería avanzada, ingenieros y diseñadores realizan un sofisticado proceso de modelización, simulación, visualización, análisis, diseño, prototipos, pruebas, antes de llegar a la fabricación del citado sistema para garantizar su viabilidad y rentabilidad. Algunos de los procedimientos, se repiten sobre la base de los resultados obtenidos en una etapa con la finalidad de lograr un rendimiento óptimo al menor coste para el producto a construir. Por lo tanto, las técnicas relacionadas con la modelización y simulación de forma rápida y eficaz juegan un papel cada vez más importante; la aplicación del método de elementos finitos se multiplica en numerosas ocasiones por este motivo.

Los **elementos básicos** de trabajo en un análisis por elementos finitos son:

**-Nodo:** Un nodo es un punto de unión entre los elementos en los que se dividen las piezas del modelo. De este modo, cada nodo ocupará una posición de coordenadas en el espacio donde están definidos los grados de libertad. Los grados de libertad asociados a este punto representan los posibles movimientos que éste puede describir al someter a carga la estructura, además de qué fuerzas y momentos se transfieren de un elemento al siguiente. Los resultados de un análisis por elementos finitos (deflexiones y tensiones) suelen darse por nodos.

Los grados de libertad de un nodo (que dependen del tipo de elemento) indican también qué tipos de fuerzas y de restricciones se transmiten a través del nodo hasta el elemento. Una fuerza (axial o cortante) equivale a un grado de libertad de traslación. Un momento equivale a un grado de libertad de rotación. Así, para poder transferir un momento en torno a un determinado eje, el nodo debe tener ese grado de libertad. Si un nodo no posee ese grado de libertad de rotación, la aplicación de un momento a ese nodo no tendrá efecto alguno sobre el análisis. Del mismo modo, refrenar ese nodo con una condición de contorno rotacional no tendrá consecuencia alguna, puesto que el nodo no será capaz de transmitir el momento.

**-Elemento:** El elemento es el bloque constructivo básico del análisis por elementos finitos. Supone una relación matemática que define la interrelación entre los grados de libertad de un nodo y los del siguiente. Existen diferentes tipos básicos de elementos. Así, la elección del tipo de elemento que se empleará para realizar el análisis por MEF dependerá del tipo de modelo que se vaya a estudiar. Los principales tipos de elementos son:

- *Viga:* Empleados para análisis de dos o tres dimensiones de elementos que sean suficientemente esbeltos. Sólo se representan con una dimensión: longitud.
- *Placa:* Utilizados para estructuras de paredes delgadas. En estos, se supone que la tensión varía linealmente en el espesor.
- *Sólido:* Es el tipo de elemento más general. Existen varios tipos de elementos sólidos según sea la forma del objeto de estudio: bloque, tetraedro, hexaedro...

## **Aplicaciones**

El método de los elementos finitos se puede utilizar para estudiar tanto problemas estructurales como no estructurales. Las áreas típicas de resolución de problemas estructurales son:



## Software empleado

---

- Análisis de tensiones en el modelo, especialmente los relacionados con la concentración de estas que generan agujeros, flancos y otros cambios en la geometría del cuerpo.
- Pandeo
- Estudio de vibraciones, para evitar efectos indeseados si el sistema trabaja a frecuencias cercanas a su frecuencia propia.

## ***Ventajas***

- Se pueden crear cuerpos de modelos irregulares fácilmente.
- Aplicación de las condiciones de carga sin dificultad.
- El cuerpo del modelo puede estar compuesto de diferentes materiales ya que las ecuaciones en cada pequeño elemento se evalúan individualmente.
- Se pueden aplicar un ilimitado número de condiciones de contorno.
- Variar el tamaño de los elementos para hacer posible el uso de pequeños elementos cuando sea necesario.
- Alterar el modelo de elementos finitos es relativamente fácil y barato.
- Incluye efectos dinámicos.
- Manejar el comportamiento no lineal existente con grandes deformaciones y materiales no lineales.

El análisis estructural mediante el método de los elementos finitos permite al diseñador detectar problemas de tensiones, vibraciones, temperaturas durante el proceso de diseño, para evaluar los posibles cambios en el mismo antes de la posible construcción de un prototipo. Así pues, la confianza en la aceptabilidad del prototipo es mayor. Además, si se utiliza correctamente, el método puede reducir el número de prototipos que deben ser contruidos antes de la fabricación del producto final.

### 3.3. PRO ENGINEER

**Pro/Engineer** es un producto de CAD/CAM/CAE de **PTC Corporation** (Parametric Technology Corporation). Fue el primero en comercializarse como software asociativo de modelado paramétrico. La aplicación funciona bajo Microsoft Windows y Unix (todos los datos son permutables entre estas plataformas sin ser necesario algún tipo de conversión), y cuenta con las posibilidades de diseño de elementos sólido, creación de conjuntos y proyectos, análisis de elementos finitos, NC y herramientas de funcionalidad para ingenieros mecánicos.

### Software empleado

La familia de soluciones integradas CAD/CAM/CAE de Pro/ENGINEER aporta a los ingenieros y diseñadores una ventaja distintiva, ya que Pro/ENGINEER es completamente asociativo. Es decir, cualquier cambio que se efectúe en el diseño se refleja automáticamente en todos los elementos subsecuentes, sin necesidad de convertir datos.

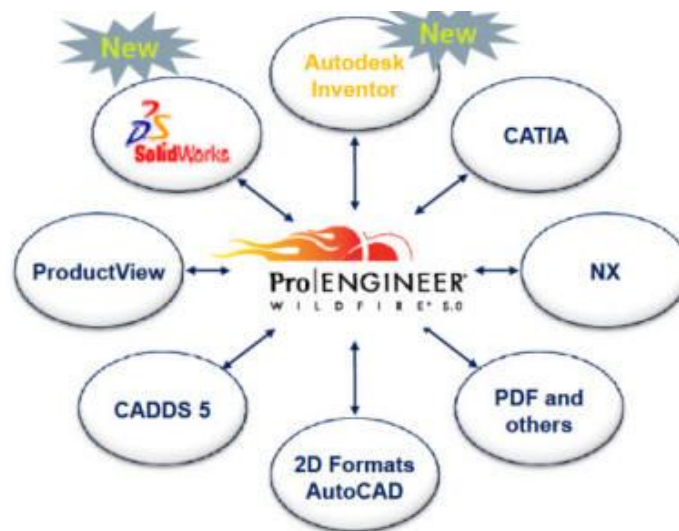


Fig3.3.1. Software con compatibilidades muy diversas

**Historia:** Creado a mediados de los 80, ProEngineer fue el primer sistema de diseño 3D CAD paramétrico. El diseño paramétrico utiliza parámetros, dimensiones, rasgos y relaciones para captar el comportamiento deseado del producto y crea una lista que permite la automatización y la optimización del diseño y de sus consiguientes procesos de desarrollo del producto.

ProEngineer proporciona un completo set de diseño, análisis y capacidades de fabricación sobre una única plataforma integral escalable. Estas capacidades incluyen Modelado de sólidos, modelado de Superficies, Renderización, Interoperabilidad de datos, Diseño de sistemas dirigidos, Simulación, análisis de tolerancias, diseño de mecanizado y NC.

Todos los datos son asociativos y permutables entre el CAD, CAE y módulos sin conversión. Un producto y sus listas de material enteras (BOM) pueden ser modelados con exactitud con dibujos totalmente asociativos procedentes de ingeniería, y la revisión controla la información.

Pro/Engineer es una aplicación más del amplio sistema de desarrollo de producto desarrollado por PTC. Se une a la perfección a otras soluciones del PTC incluyendo Windchill (gestión de contenidos y procesos), ProductView (simulación avanzada y visualización interactiva), Mathcad (cálculos de Ingeniería) y Arbortext (publicación dinámica).

**Capacidades:** Como cualquier software actual, se encuentra en continuo desarrollo para incluir cualquier nuevas funcionalidad disponible para el ingeniero.

- Ingeniería de Diseño: ProEngineer ofrece una gama de instrumentos para permitir la generación de una representación completa digital del producto tras su diseñado previo. Además de los instrumentos de geometría generales existe también la capacidad de generar la geometría de otras disciplinas de diseño integradas como el trabajo de tubos industriales estándares y definiciones de alambrado completas. Los instrumentos están también disponibles para incorporar el diseño de ECAD en el entorno de modelado 3D para permitir el desarrollo colaborativo.

Estos instrumentos proporcionan conceptos de Diseño Industrial real, de manera que pueden ser usados como referencia antes de realizar el producto. Esta gama de bosquejos de diseño conceptuales facilita la obtención de datos y los hace comprensivos para los diseñadores.

- Análisis: ProEngineer posee numerosos instrumentos de análisis disponibles, todos ellos dirigidos a la obtención de estudios térmicos, estáticos, dinámicos y de fatiga FEA, con el fin de ayudar al desarrollo del producto. Estos instrumentos incluyen factores humanos, la tolerancia de la fabricación, flujo de moldeo y optimización de diseño. La optimización de diseño puede ser usada en un nivel de geometría con el fin de obtener las dimensiones de diseño óptimas, en conjunción con el análisis FEA.

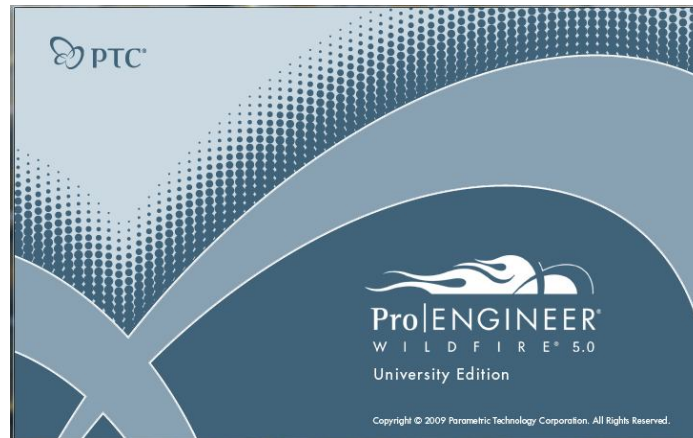
- Fabricación: Gracias a las capacidades fundamentales del software, se proporciona un variado juego de instrumentos en el entorno de la fabricación, en forma del diseño mecanizado y simulación de trabajo de una máquina de CNC. Las opciones de mecanizado cubren instrumentos específicos para el Moldeado, la fundición a presión y el diseño mecanizado progresivo.

ProEngineer ofrece las funciones siguientes:

- Modelado completo de sólidos 3D
- Documentación detallada: planos 2D y 3D
- Creación técnica de superficies
- Modelado de conjuntos
- Modelado y documentación de soldadura
- Diseño de mecanismos y animación de diseños
- ModelCHECK™, herramienta de validación de diseños
- Interoperabilidad de datos y reparación de datos importados
- Prestaciones Web integradas
- Completa biblioteca de piezas, funciones y herramientas

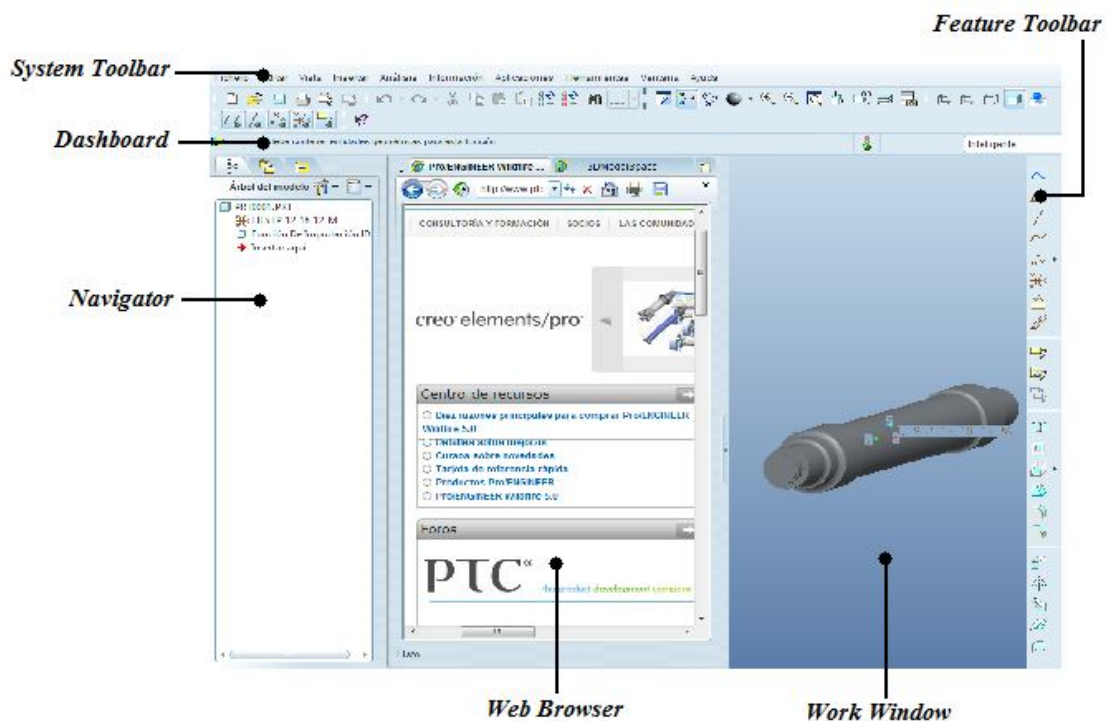
## *Software empleado*

**Entorno de ProEnginner:** El entorno de trabajo de ProEnginner es muy completo y está diseñado de la manera más sencilla posible para ser accesible a cualquier usuario desde un primer momento.



**Fig3.3.2. Ilustración inicio sesión ProEnginner**

En la figura que se muestra a continuación podemos observar la disposición de la pantalla de trabajo de ProE, con las distintas zonas que la componen.



**Fig3.3.3. Esquema disposición software ProEngineer**

## Software empleado

- **Ventana principal de trabajo:** En esta ventana podemos encontrar el modelo de trabajo.

- **Navigator:** Uno de los elementos clave es el Model Tree, árbol del modelo o estructura del modelo activo.

El tipo de información varía dependiendo de si el modelo es un conjunto (assembly) o un componente (part). Por otro lado, mediante este navegador se puede navegar entre carpetas o abrir/cerrar archivos (Folder Browser), controlar las distintas capas del modelo así como acceder a catálogos online.

- **System Toolbar:** Comprende los distintos menús e iconos necesarios para interactuar sobre el modelo.

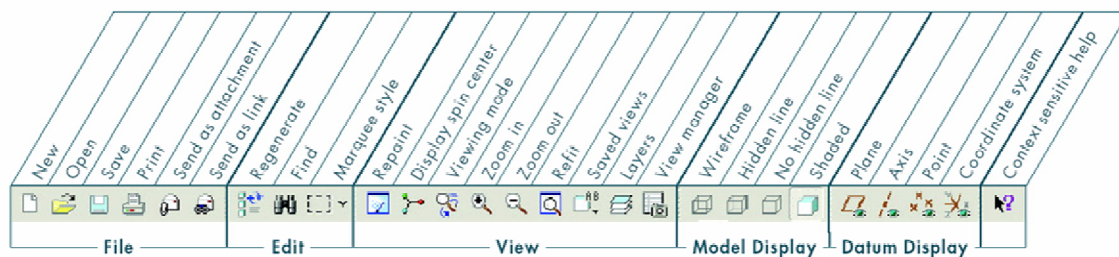


Fig3.3.4. System Toolbar

- **Feature Toolbar:** Esta zona permite acceder a las funciones de construcción y edición más habituales de Pro/ENGINEER. Entre ellas podemos encontrar los comandos de Extrusión, Vaciado, protusión por barrido, chaflanes, etc... .

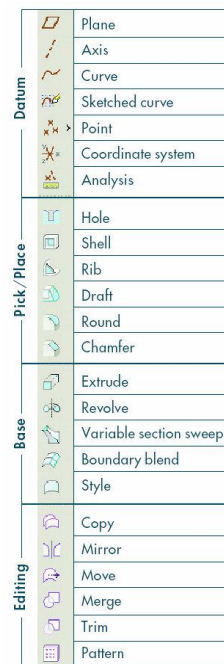


Fig3.3.5. FeatureToolbar

- **DashBoard:** Te guía durante el proceso de creación de un modelo. Incluye entre otros el "Message Area" (el sistema suministra información sobre el estado de la operación) y el "Status Bar" (información sobre el menú/icono que se selecciona).

**Tipos de ficheros soportados:** La gestión completa de un proyecto requiere el uso de diferentes módulos de ProEnginner, cada uno de ellos dedicado a una labor específica (modelado de sólidos, montaje de conjuntos, realización de planos 2D, etc...) Para facilitar la gestión del proyecto, los ficheros generados por los distintos módulos tienen distintas extensiones. Cuatro de los tipos de archivos más reseñables o imprescindibles de este software son los siguientes:

- Assembly (\*.ASM): Archivo de conjunto. Un archivo tipo Conjunto puede contener uno a más archivos de tipo conjunto o tipo Pieza

- Part (\*.PRT): Archivo de pieza. Un archivo de pieza está formado por un conjunto de funciones (extrusiones, cortes, agujeros, redondeos, etc).

- Drawing (\*.DRW): Archivo de dibujo. Un archivo de dibujo es un plano en 2D formado por vistas provenientes de los modelos 3D citados previamente

- Step (\*.STP): Archivo CAD. Los archivos STEP son el formato internacional desarrollado para cubrir algunas limitaciones de las normas de conversión de datos.

Existen más tipos de archivo con posibilidad de uso en ProEngineer, como por ejemplo archivos de fabricación, formatos, informes, archivos de información, layouts, diagramas, procesos de montaje, etc.



## 4. Desarrollo

### 4.1. CONCEPTOS PREVIOS

#### 4.1.1. ¿A qué llamamos eje?

Un eje es un elemento de máquina que sirve de soporte para otros órganos, los cuales pueden girar u oscilar alrededor de éste. Dichos órganos pueden ser de muy diversos tipos, como ruedas dentadas, tambores, poleas de un sistema de transmisión, rodets, etc. Un eje pueden encontrarse en reposo mientras giran los elementos de máquinas que sustenta (eje inmóvil) o por el contrario, puede girar solidariamente con dichos elementos (eje giratorio).

#### 4.1.2. Diferencia entre un eje y un árbol

Los ejes están diseñados para soportar tanto esfuerzos de flexión como momentos torsionales. Debemos realizar la aclaración de cuál es la diferencia principal entre "eje" y "árbol":

- Los **ejes** son elementos destinados a que una o más ruedas puedan girar libremente, como es nuestro caso de un eje de ferrocarril .

Estos elementos no transmiten potencia y por ello están sometidos solamente a esfuerzos de flexión, con efecto de fatiga los ejes de vagones.

- Los **árboles** son los elementos giratorios encargados de transmitir potencia, estando por ello sometidos, a veces, a esfuerzos de torsión pura y casi siempre a esfuerzos combinados de torsión y flexión.

El esfuerzo de torsión se produce al transmitir potencia y la flexión debido a las fuerzas radiales que aparecen según sea la forma como se transmite la potencia a otro árbol (mediante acoplamientos, cadenas de transmisión, correas planas y trapeciales, por medio de engranajes, etc.). Como en el caso de ejes, quedan expuestos a esfuerzos de fatiga, especialmente en flexión.

#### 4.1.3. Proceso de fabricación

Los ejes rectos de hasta 150 mm de diámetro se obtienen generalmente de perfiles redondos torneados, descortezados o estirados en frío, y los de diámetros superiores se obtienen de piezas forjadas por mecanización mediante el arranque de viruta. Los gorriones (también llamados muñones, son la parte del eje que giran en contacto con el correspondiente apoyo) y escalones se terminan, según las exigencias, con un torneado de precisión, rectificado, pulido a presión, prensado o lapeado. Cuando

### ***Desarrollo. Conceptos previos***

---

han de estar sometidos a esfuerzos elevados reciben un temple superficial (el núcleo debe permanecer blando) y un proceso de rectificación muy precisa para mejorar las prestaciones.

Las principales operaciones de mecanización que se llevan a cabo en la creación de un eje son:

- Enderezado de la pieza en bruto antes del desbaste en torno. El enderezado debe repetirse, si es necesario, después de otras fases de mecanización).
- Tratamiento térmico (endurecimiento superficial, revenido, bonificado, ...)
- Fase de control
- Acabado (rectificado, equilibrado y afinado).

Tras esta fase de mecanización, la pieza pasaría el respectivo control de verificación. Tal cantidad de operaciones tiene como fin principal asegurar un perfecto estado del eje en el momento de instalación en el equipo. Por normativa, los ejes muy revolucionados (a partir de 1500 r.p.m.) deben ser rígidos, tener apoyos fijos (usando topes laterales en los cojinetes, anillos de retención, etc.) y estar equilibrados.

#### **4.1.4. Geometrías**

Generalmente los ejes adoptan una sección tal para que las tensiones sean aproximadamente uniformes a lo largo de su longitud. Por ello, en diferentes tramos existen diámetros diferentes, siendo extraña la forma cilíndrica en toda su longitud. Los esfuerzos de flexión alternativos de los ejes giratorios, traen consigo el peligro de rotura por fatiga (efectos de entalladura) en todas las transiciones de sección, rebajes, ranuras, etc. Las puntas de tensión pueden eliminarse adoptando diversas precauciones durante el diseño, como puede ser suavizando los cambios de sección.

Existen dos tipos de ejes: macizos y huecos. La diferencia entre ambos es que el eje hueco cuenta con un orificio longitudinal de extremo a extremo de la pieza. Mediante esta reducción de material podemos conseguir que la pieza pese un 20% menos que la original pero conservando un asombroso 90% del momento resistente de la pieza entera. (Valores procedentes de un estudio con eje hueco de diámetro de agujero  $\frac{1}{2}d_{original}$  ).

El flujo de fuerzas que circula longitudinalmente por un eje es de una importancia decisiva para su resistencia. Según las formas y las terminaciones realizadas podremos desviar más suavemente el flujo de fuerzas y aumentar la resistencia a la fatiga. También puede desviarse más suavemente el flujo dotando a las piezas de ranuras de descarga. De esta manera, los ejes sometidos a esfuerzos de flexión



### ***Desarrollo. Conceptos previos***

---

alternativos pueden ser optimizados en gran medida para mejorar su resistencia a fatiga.

Según sea la aplicación deseada, se han diseñado ejes especiales para conseguir la transmisión de fuerzas entre grupos móviles de accionamiento y de trabajo. La particularidad de estos ejes es la flexibilidad, ya que están formados por almas de varias capas que se conducen por el interior de un tubo metálico flexible que los recubre y protege. De esta manera conseguimos un eje de alta polivalencia estructural y laboral.

#### 4.1.5. Material es

El material más utilizado para este tipo de piezas es el **acero estructural**:

- Composición: Es un acero producto de la aleación de hierro, carbono y pequeñas cantidades de otros elementos tales como silicio, fósforo, azufre y oxígeno, que le aportan características específicas. El acero laminado en caliente, fabricado con fines estructurales, se denomina como acero estructural al carbono, con límite de fluencia de 250MPa.

- Propiedades: Alta resistencia, calidad homogénea, fiabilidad, soldabilidad, ductilidad, incombustibilidad. A altas temperaturas sus propiedades mecánicas fundamentales se ven gravemente afectadas. Además posee una buena resistencia a la corrosión en condiciones normales. El acero es más o menos un material elástico, responde teóricamente igual a la compresión y a la tensión, sin embargo con bastante fuerza aplicada, puede comenzar a comportarse como un material plástico. Sin embargo en ocasiones la fase plástica es útil y da un plazo de tiempo para ser sustituida y evitar así el colapso total de la pieza.

Para aplicaciones de cierta responsabilidad, se opta por mejorar el acero estructural simple mediante una serie de procesos de refinado. De esta forma, los ejes se construyen de aceros DIN St42 o DIN St50, y los que están sometidos a elevados esfuerzos, de DIN St60. El empleo de aceros aleados, cuando existen esfuerzos oscilantes (flexión alternativa), solamente es ventajoso si no existen efectos de entalladura, ya que los aceros de alta resistencia son sumamente sensibles a este tipo de esfuerzos. A su vez, los ejes contruidos de aceros aleados de alta resistencia, no son más rígidos que los fabricados de aceros de construcción en general, ya que ambos tipos de material tienen igual módulo de elasticidad.

#### 4.2. ELECCIÓN DE MATERIAL DE TRABAJO

En la realización de mi proyecto iniciaré la simulación del eje asumiendo el material de la pieza como un **acero estructural simple**. El acero tiene una posición relevante en todos los sectores de la industria. Esto es debido a su perfecta combinación de buena resistencia mecánica, la capacidad de ser trabajado, su alta disponibilidad y su bajo costo. Las propiedades del acero que han sido introducidas en este proyecto son:

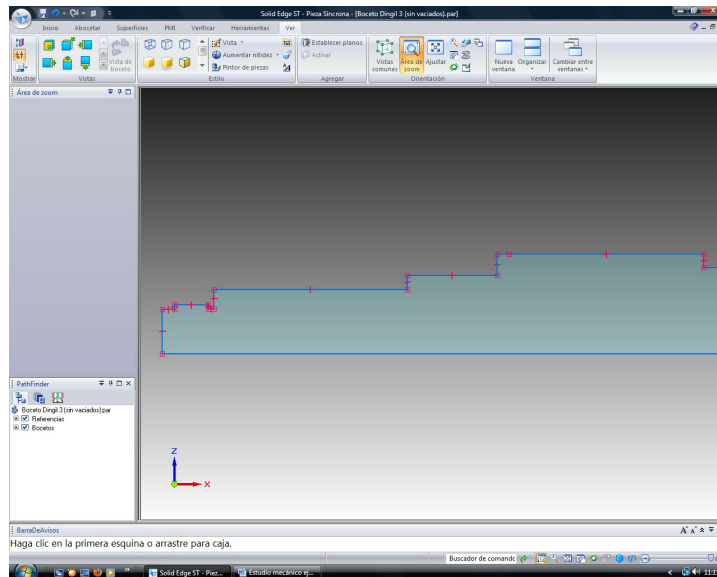
CARACTERÍSTICAS ACERO ESTRUCTURAL	
<i>Densidad</i>	7.833e-6 Kg/mm <sup>3</sup>
<i>Módulo elasticidad</i>	199947,953 MPa
<i>Coefficiente Poisson</i>	0,29
<i>Límite elástico</i>	262000,766 KPa
<i>Tensión de rotura (carga de rotura, resistencia a la tracción)</i>	358527 KPa

**Tab4.2.1. Propiedades Acero Estructural**

Como nuestro eje se trata de una pieza de gran responsabilidad, sometido a grandes cargas y que requiere ser estudiado con un coeficiente de seguridad bastante alto, recurriremos posteriormente al uso de aceros de mejor calidad (acero DIN St42 o DIN St52 concretamente) para observar los comportamientos mecánicos en cada caso.

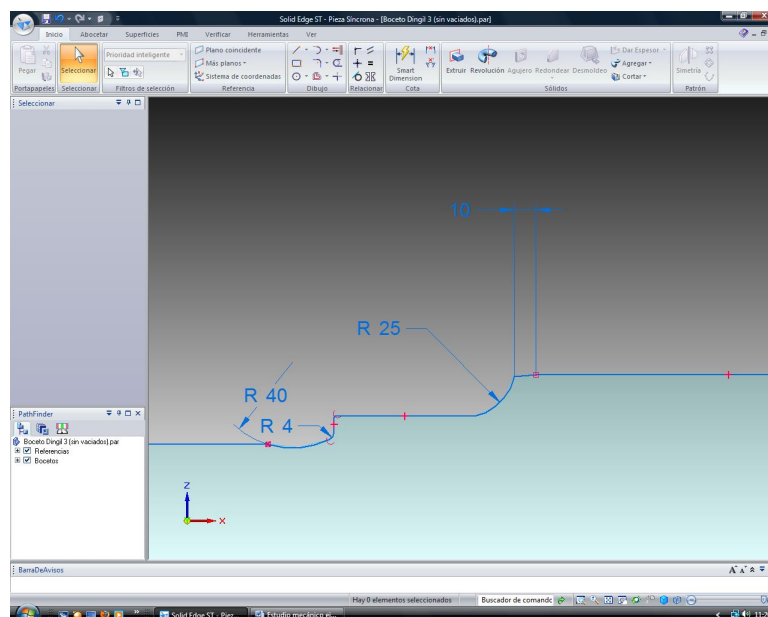
### 4.3. DISEÑO DEL EJE EN SOLID EDGE ST

Solid Edge nos permite reproducir fielmente el diseño de nuestro eje mediante las múltiples e intuitivas herramientas que posee. Comenzaremos el diseño de nuestro eje fijando las líneas de dibujo en el plano XZ.



**Fig4.3.1.Sección eje plano XZ**

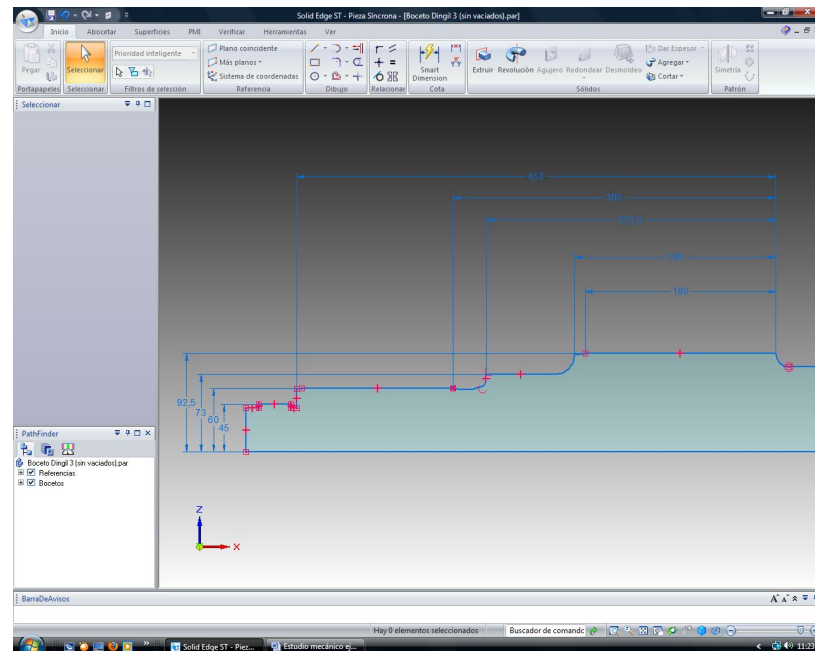
Prestamos atención a los acuerdos en los cambios de sección, determinantes para que estas zonas no se conviertan en secciones críticas fatales.



**Fig4.3.2.Detalles radios de acuerdo**

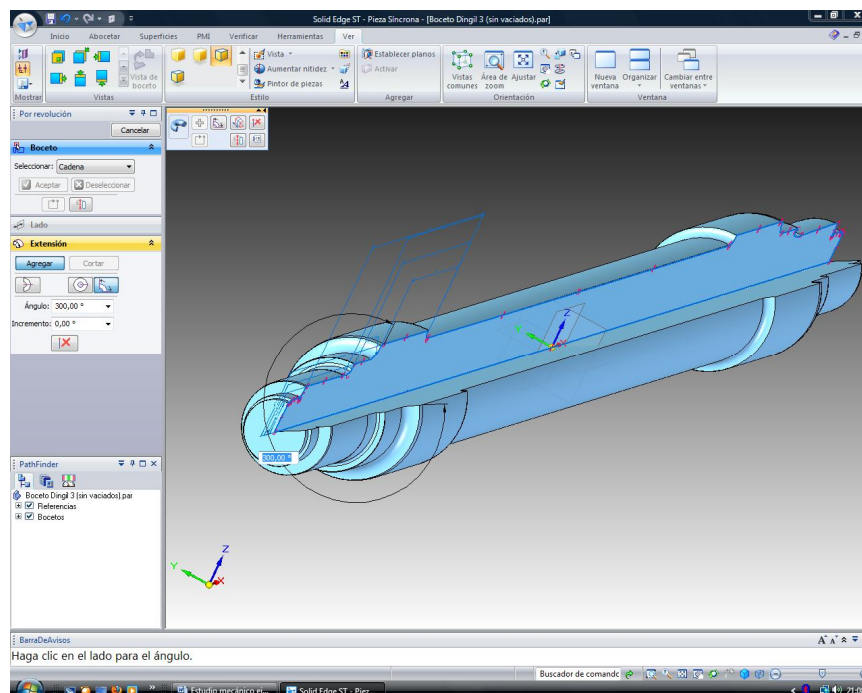
## *Desarrollo. Diseño del eje en SolidEdgeST*

Finalmente utilizamos el comando acotación para comprobar que las medidas son las proyectadas en el plano.



**Fig4.3.3. Acotación eje**

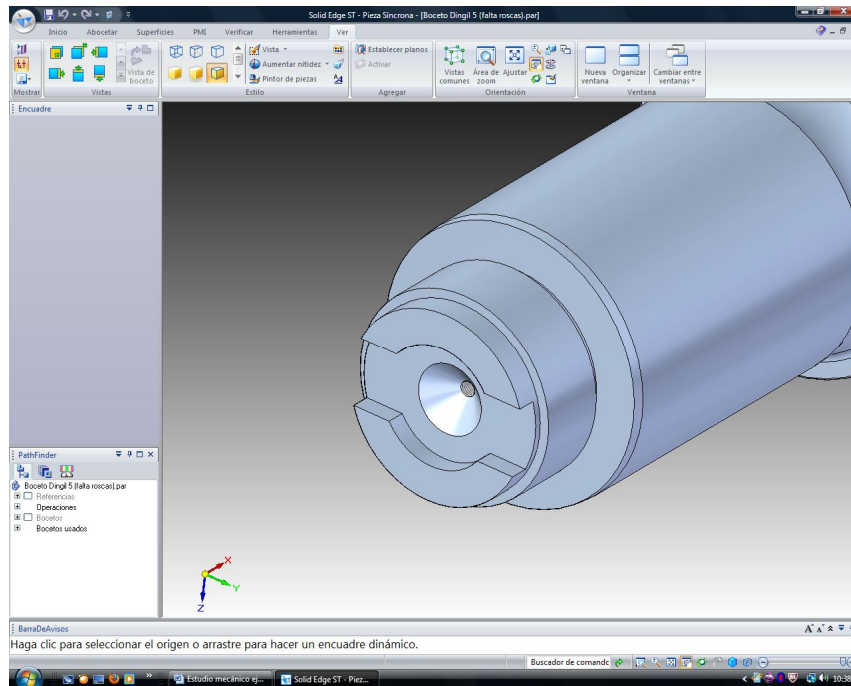
Seguidamente procederemos a realizar una **protusión por revolución** tomando como eje de simetría el propio eje de la pieza.



**Fig4.3.4. Protusión por revolución**

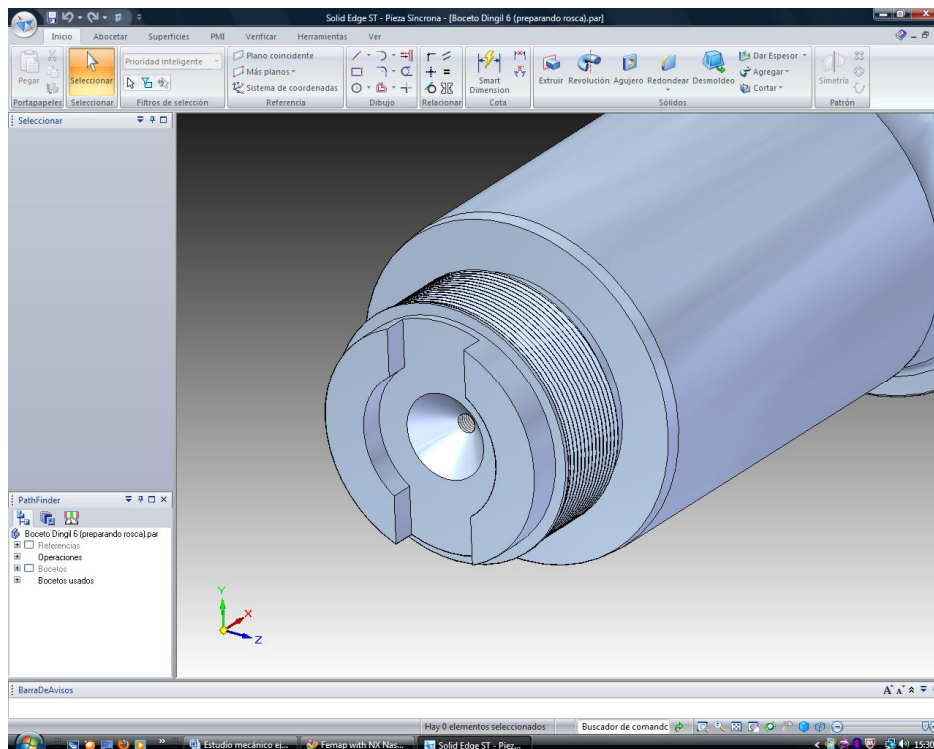
## ***Desarrollo. Diseño del eje en SolidEdgeST***

Un nuevo paso en el diseño lo damos realizando los vaciados en los extremos correspondientes a los chaveteros y las roscas de los tornillos.



**Fig4.3.5. Detalle diseño extremo eje**

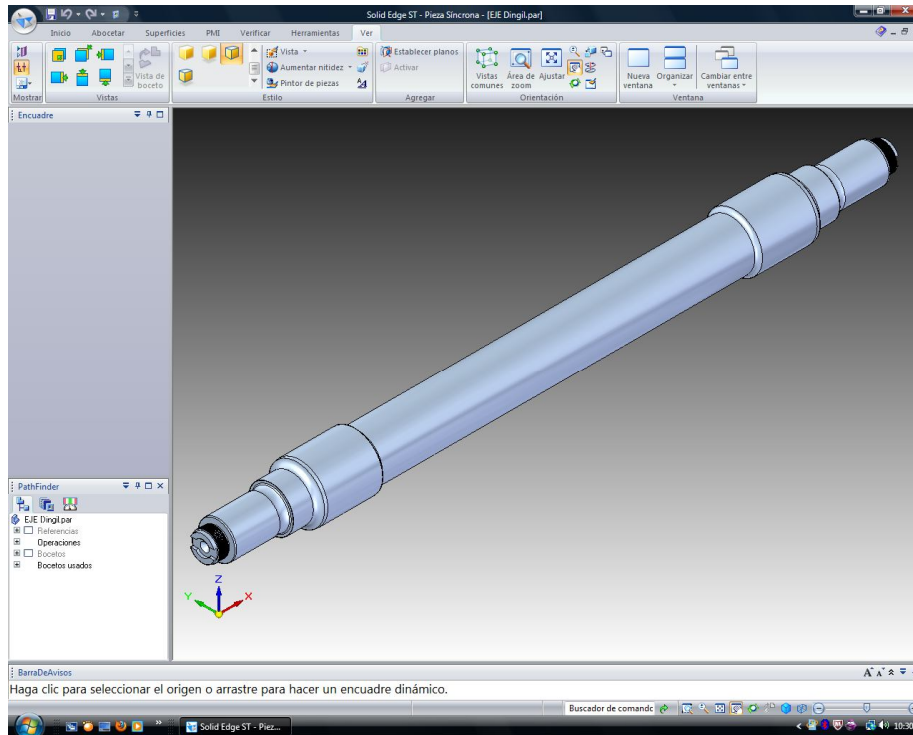
Por último realizamos la rosca externa M90 marcada en el plano.



**Fig4.3.6. Rosca en última sección**

## ***Desarrollo. Diseño del eje en SolidEdgeST***

A continuación adjunto la imagen general del eje.



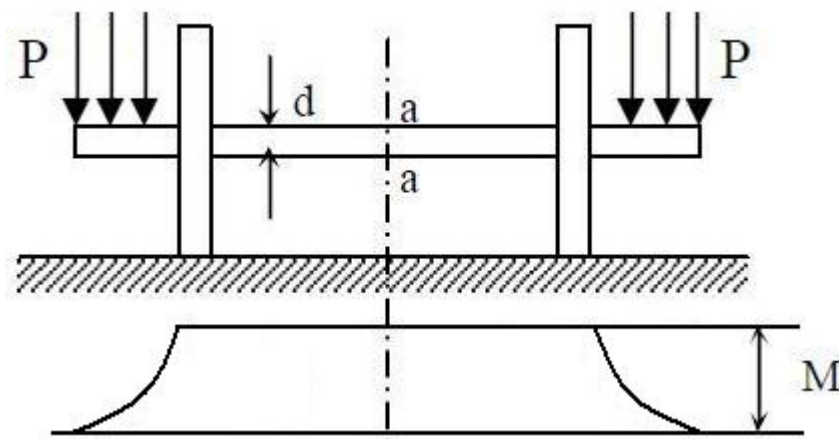
**Fig4.3.7. Imagen general eje Solid Edge**

#### 4.4. IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO EN FEMAP

##### 4.4.1. Diagrama de Trabajo o caso Estático

Para realizar el análisis de tensiones en el eje de un ferrocarril deberemos implementar las fuerzas correctamente y estudiar las restricciones existentes para buscar la mejor condición de simulación.

A continuación incluyo un esquema analítico de la disposición de fuerzas aplicadas y un esquema de la distribución de tensiones en el eje, además de un diagrama de momentos flectores de la pieza.



**Fig4.4.1.1. Esquema trabajo y diagrama M**

Para el diagrama realizado los extremos se comportarían como una viga en voladizo soportando una carga distribuida de valor P. El momento M máximo será:

$$M = \frac{P \cdot l^2}{2}$$
 (siendo l la longitud desde el extremo del eje al inicio de la rueda)

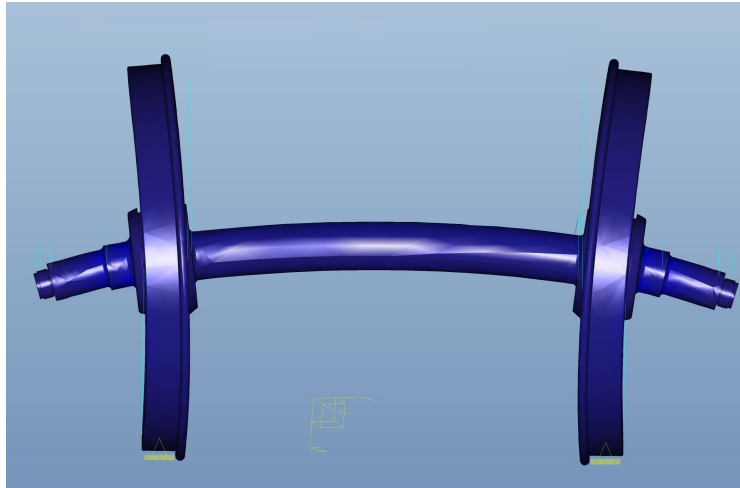
Las tensiones máximas las podremos encontrar en las zonas más alejadas del centro de rotación, en concreto en la línea superior e inferior. Para este caso la tensión normal será máxima e igual a:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{I} r$$

### ***Desarrollo. Implementación del modelo en Femap***

---

Observando el esquema de trabajo podemos intuir cómo será la deformación producida en el wheelset:



**Fig4.4.1.2. Diseño aproximado aplicación cargas en WheelSet**

Una vez estudiado el esquema de fuerzas y restricciones pasamos a trabajar con Femap para simular el análisis estático.

#### **4.4.2. Importación de diseño**

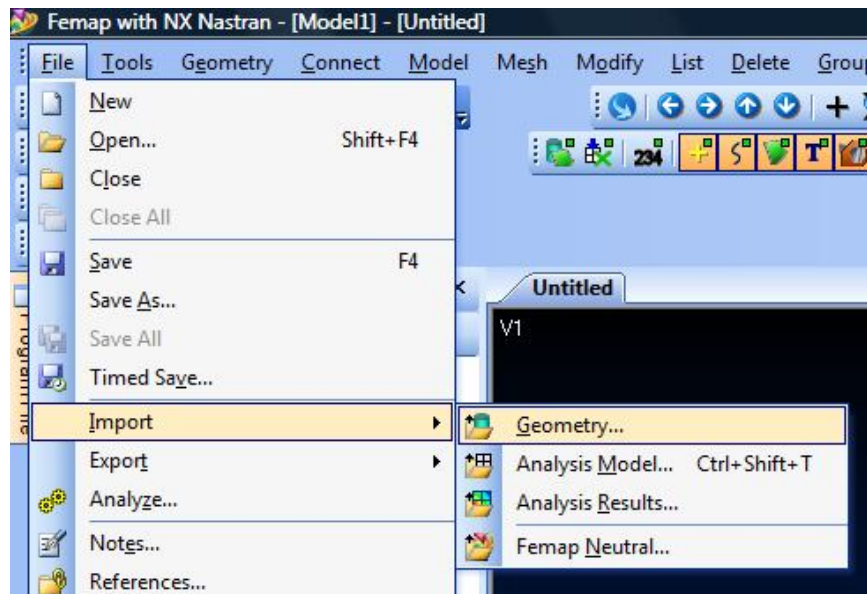
Importamos el diseño creado en Solid Edge a nuestro programa de análisis de elementos finitos Femap.

Inicialmente importaremos la pieza con las características propias de serie procedentes de Solid Edge (esto es, mismos valores de tensión de rotura, límite elástico, etc.) Más adelante comprobaremos si los valores límite conseguidos con el software están por debajo o por encima de los límites resistentes de nuestra pieza. Crearemos un nuevo material con los valores típicos de un acero estructural.

Debido a que el programa Femap nos da muchos errores a la hora de realizar el mallado en la zona roscada, deberemos simplificar el diseño a utilizar. Como no es una zona indispensable para realizar nuestro análisis satisfactorio podemos simplificar terminación y dejar el cilindro liso. (Las cargas en cada caja de grasa se encuentran en la sección anterior a la zona roscada).

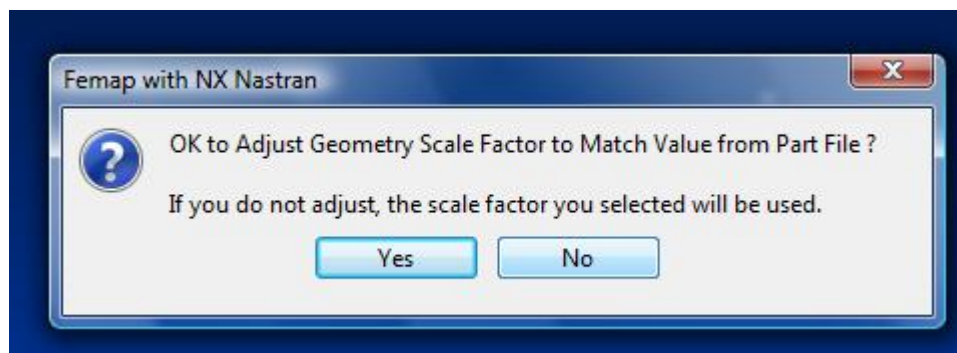
El primer paso a seguir consiste en importar la figura que hemos diseñado en SOLID EDGE a nuestro programa. Se realiza pulsando la pestaña "*File*" (Archivo) y dentro de ésta se pulsa "*Import*" (Importar) y a su vez "*Geometry*" (Geometría). Una vez pulsada esta última pestaña se abre un cuadro donde podemos buscar cualquier pieza que deseemos en varios formatos.



**Fig4.4.2.1. Importación de geometría**

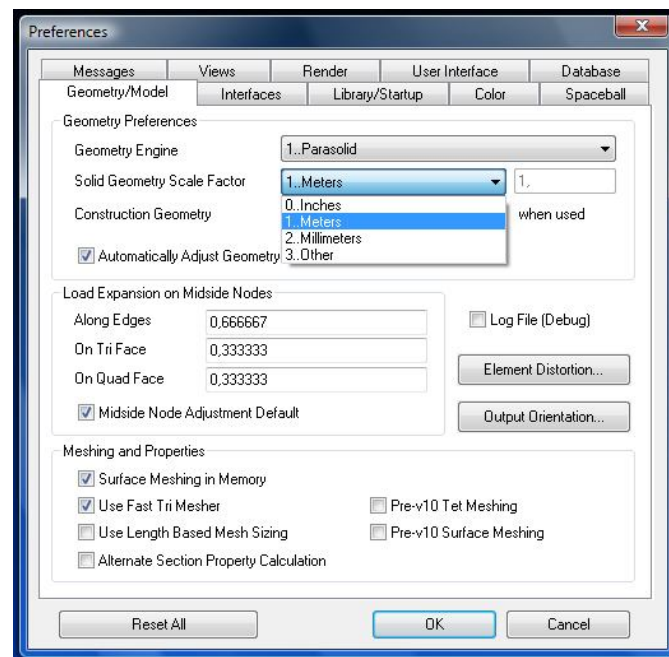
Antes de importar satisfactoriamente la pieza tenemos que verificar con qué tipo de unidades trabajaremos, por defecto el programa tiende a trabajar en metros, pero podríamos elegir trabajar en milímetros, como hemos hecho en el programa de diseño mecánico.

Esta decisión la remitiremos al software en la pantalla de aviso siguiente. Nos que nos pregunta si queremos ajustar las unidades por defecto de Femap a las unidades con las que hemos trabajado anteriormente en Solid Edge. En mi caso preferiré trabajar en metros (SI), luego pulsaremos en NO.

**Fig4.4.2.2. Aviso de Unidades**

Podemos comprobar si nuestro software está configurado para trabajar en metros pulsando en "File> Preferences". En el apartado "Solid Geometry Scale Factor" de la pestaña "Geometry/Model" podemos elegir entre varias escalas de medida.

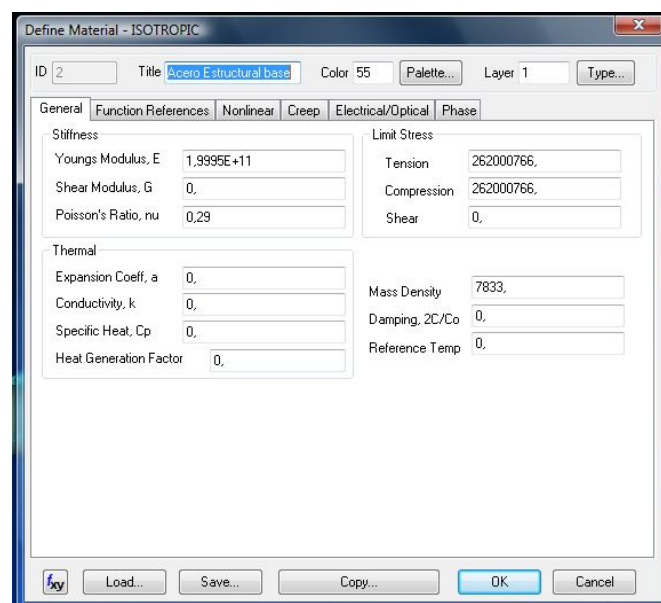
## ***Desarrollo. Implementación del modelo en Femap***



**Fig4.4.2.3. Detalle de las múltiples unidades**

Tenemos una importante ventaja y es que al ser FEMAP y SOLID EDGE programas compatibles, no debemos realizar el diseño del eje en Femap ya que podremos exportar la pieza de un software a otro sin problema ninguno.

A continuación deberemos definir el tipo de material a utilizar. Para ello pulsamos en "*Model> Material*".



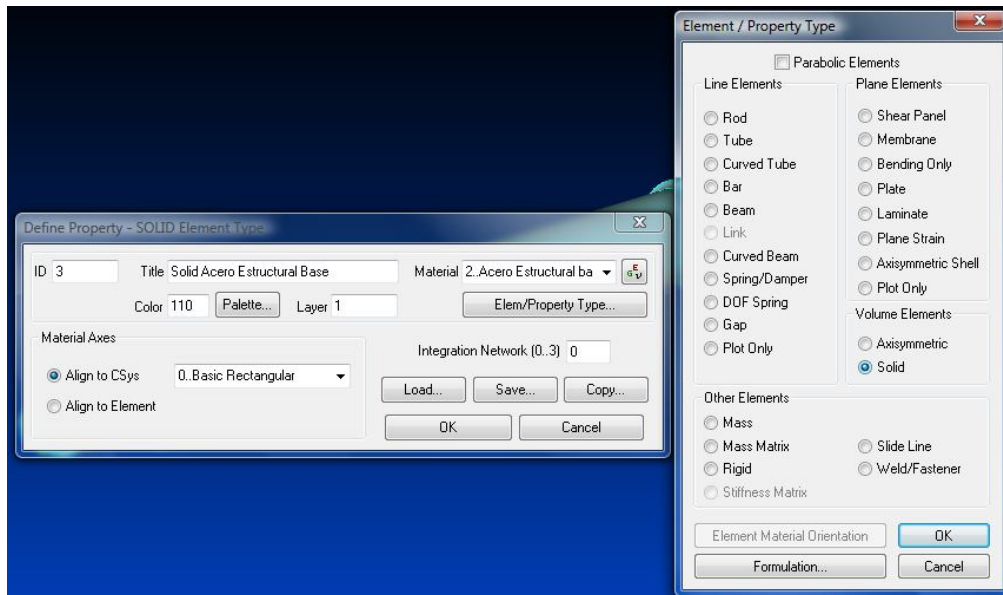
**Fig4.4.2.4. Ventana Definición de material**

Definiremos nuestro material con las características que hemos citado anteriormente (acero estructural base). El material que usamos tiene un comportamiento

### ***Desarrollo. Implementación del modelo en Femap***

isotrópico. Por otro lado el comportamiento de la sección tubular es isotrópico, esto facilita su diseño y facilita la predicción de comportamiento en carga.

Ahora deberemos definir las propiedades de nuestro modelo. Para ello pulsamos en "*Model > Property*".



**Fig4.4.2.5. Ventanas definición de propiedades**

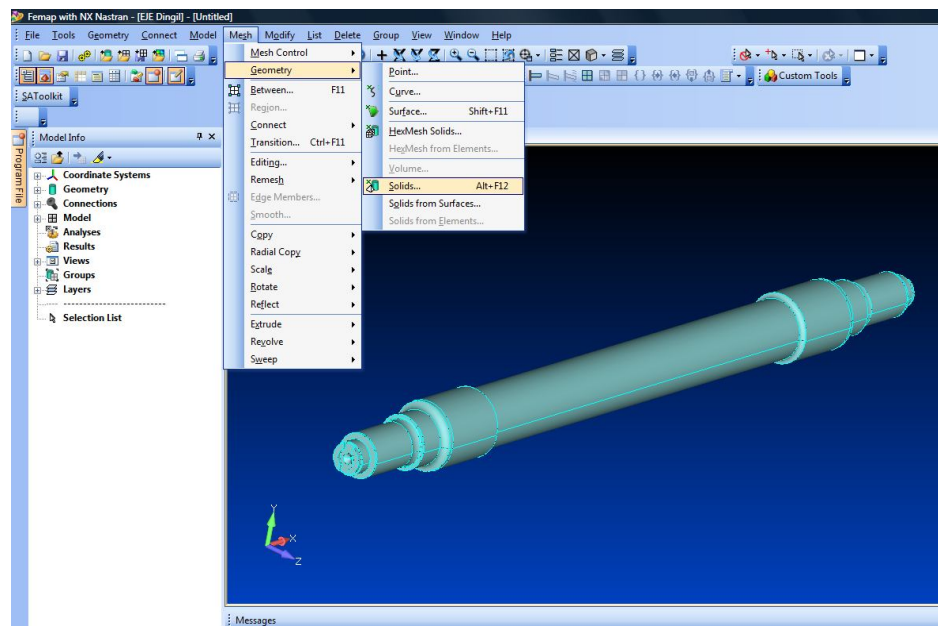
Pulsaremos sobre la condición de elemento sólido para realizar el análisis. Por ultimo en la definición del material, le asignamos una identificación, ya que FEMAP permite realizar diferentes análisis con diferentes materiales. En mi caso lo llamaré "Solid Acero Estructural Base".

#### **4.4.3. Mallado**

Mediante el mallado se discretiza la geometría de la pieza, dividiendo la totalidad de éste en pequeñas celdas. Normalmente, los programas de elementos finitos tienen un módulo interno que permite la posibilidad de mallar de forma automática y que posibilita refinar aquellas zonas donde se necesite más precisión de cálculo.

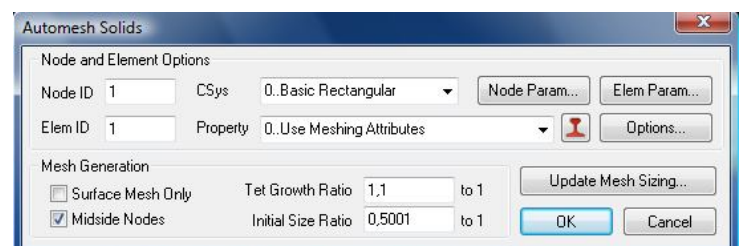
Para llevar a cabo esta tarea, nos introducimos en la pestaña de "*Mesh*" (Mallado) y dentro de ella seleccionamos "*Geometry*" (Geometría) y "*Solids*" (Sólidos).

## *Desarrollo. Implementación del modelo en Femap*

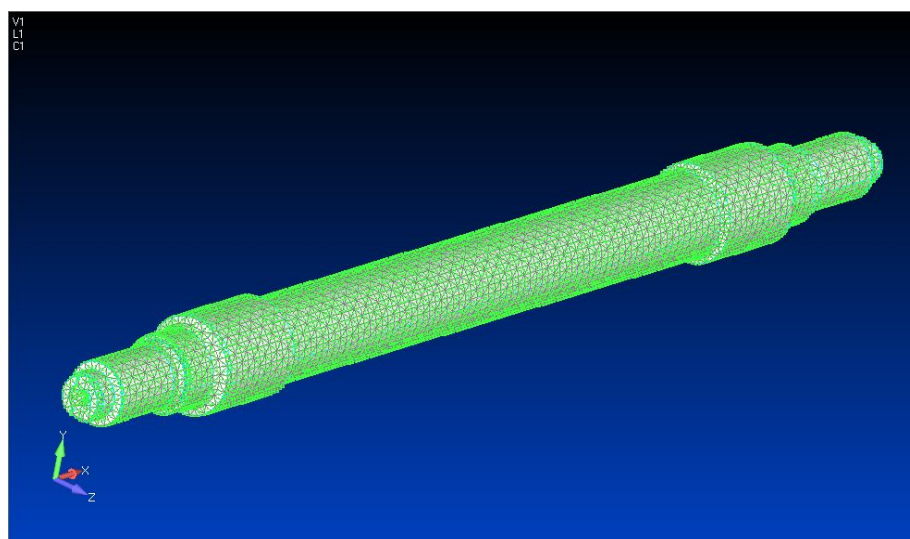


**Fig4.4.3.1. Mallado en Femap**

Posteriormente en "Automesh Solids" (Automallado de Sólidos) dejamos los parámetros que aparecen en la ventana, que son los que nos encontramos por defecto y son los más idóneos para el automallado (tipo, forma y número de nodos).



**Fig4.4.3.2. Automallado**



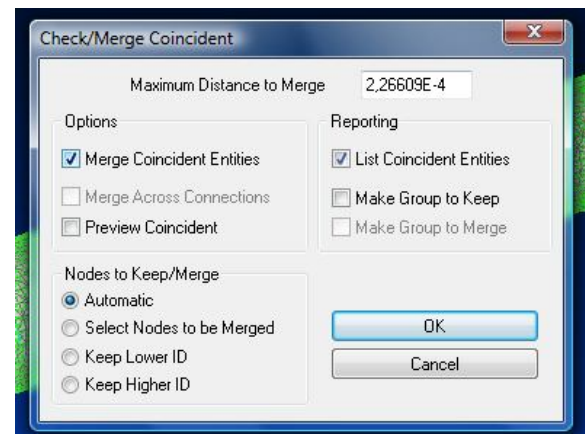
**Fig4.4.3.3. Eje Mallado**

## ***Desarrollo. Implementación del modelo en Femap***

Con las opciones de visualización podemos cambiar las vistas del modelo, pudiendo poner la visualización en nodos, superficies, elementos, etc. Podemos acceder a estas opciones desde el botón "*ViewStyle*" de la barra de herramientas.

Antes de continuar nuestro estudio colocando las cargas y las restricciones sobre el eje, es necesario realizar un análisis de la malla para hacer converger los elementos coincidentes, y no tener problemas en la obtención de los resultados. Para ello pulsamos en "*Tools> Check> Coincident Nodes*". Este paso fue el que me sirvió para detectar que en la zona de rosca externa el programa daba fallos de mallado. A continuación pulsamos en "*Select All*" para que nos seleccione todos los nodos del eje, aceptamos y

seleccionamos el botón "*Merge coincident nodes*", y pulsamos OK.



**Fig4.4.3.4. Chequeo mallado**

Un indicativo de error en la malla sería una falta de conexión en los sitios donde existía solape de elementos. Esto obligaría a un redimensionamiento de la malla o la simplificación de la estructura. Causas posibles para este fallo podrían ser elementos en el sólido con cambios bruscos de sección o un mallado excesivamente basto o fino. En mi caso tras eliminar el formato roscado el programa no detecta problemas de mallado por lo que podemos continuar el análisis sin problema.

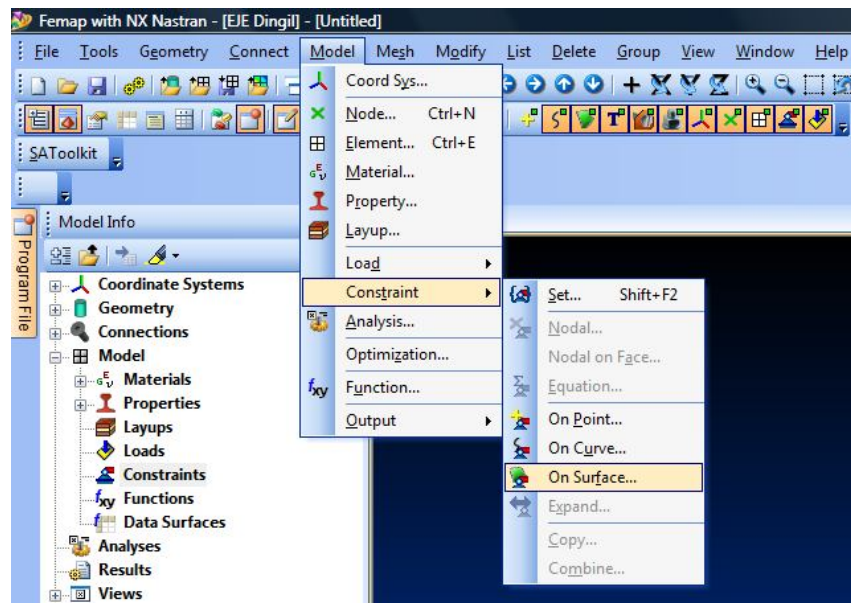
### **4.4.4. Aplicación de condiciones de Contorno**

Las condiciones de contorno son restricciones que se aplican en algunos nodos o elementos, mediante las cuales se restringen el número de grados de libertad. Femap nos dará la posibilidad de limitar el desplazamiento en una o varias direcciones del espacio concretas o la rotación en las mismas.

Escogemos dentro de la barra de herramientas "*Model*" (Modelo) y a su vez "*Constraint*" (Restricciones) y "*Nodal*" (Nodo). También podemos elegir esta opción desde el panel "*Model Info*" de la parte izquierda, desplegando el árbol "*Model> Constraints*".

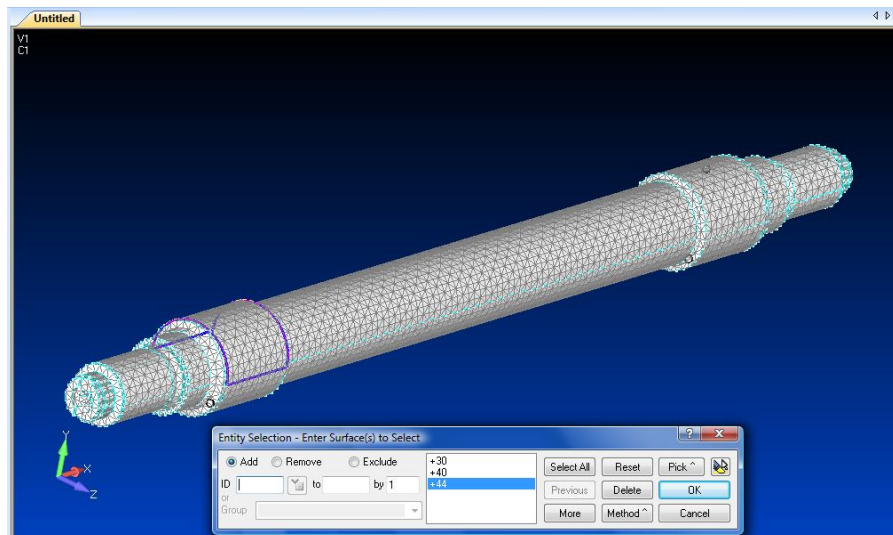


## *Desarrollo. Implementación del modelo en Femap*



**Fig4.4.4.1. Pestaña restricción en superficie**

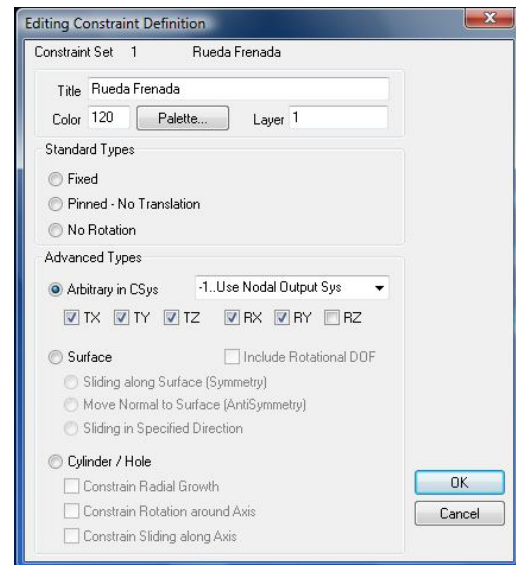
En la ventana "Entity Selection" elegiremos las superficies en las que van encastradas las ruedas y que servirán para restringir el movimiento del eje.



**Fig4.4.4.2. Detalle de las superficies sobre las que aplicamos las restricciones**

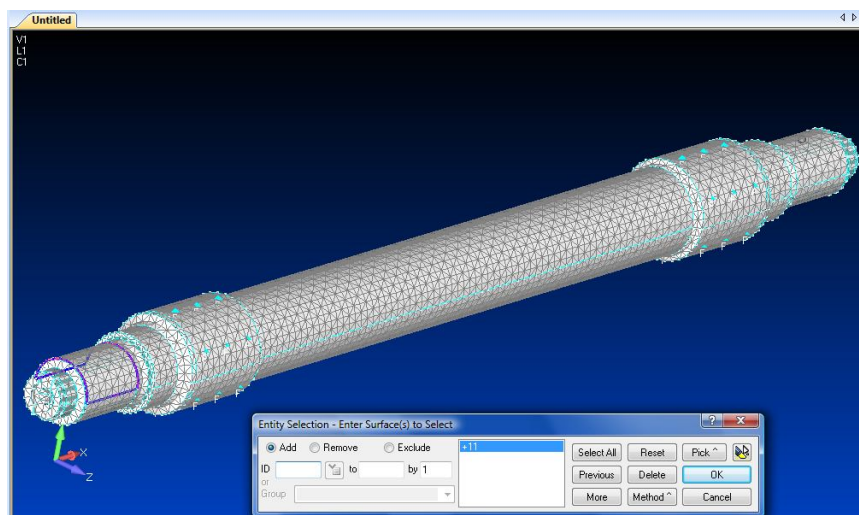
### ***Desarrollo. Implementación del modelo en Femap***

En la ventana "Create constraints on geometry" pulsaremos el botón "Arbitrary in CSys", de esta forma restringiremos todas las traslaciones (TX, TY, TZ) y las rotaciones en los ejes X e Y. Sin embargo permitiremos la rotación en torno al eje Z, simulando la muy probable flexión del eje al cargarlo en los extremos.



**Fig4.4.4.3. Restricciones arbitrarias**

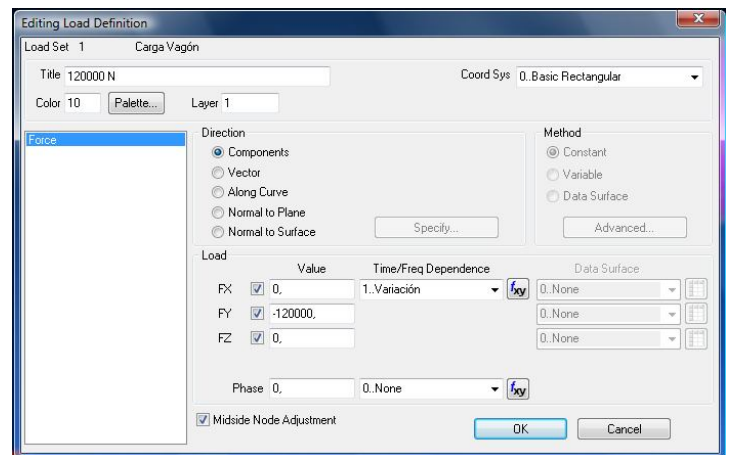
A continuación deberemos concretar los sectores sobre los que irán aplicadas las fuerzas producidas por las cajas de grasa (peso total del vagón). Para ello nuevamente pulsamos en "Model> Load> On surface".



**Fig4.4.4.4. Detalle de las superficies sobre las que aplicamos la carga**

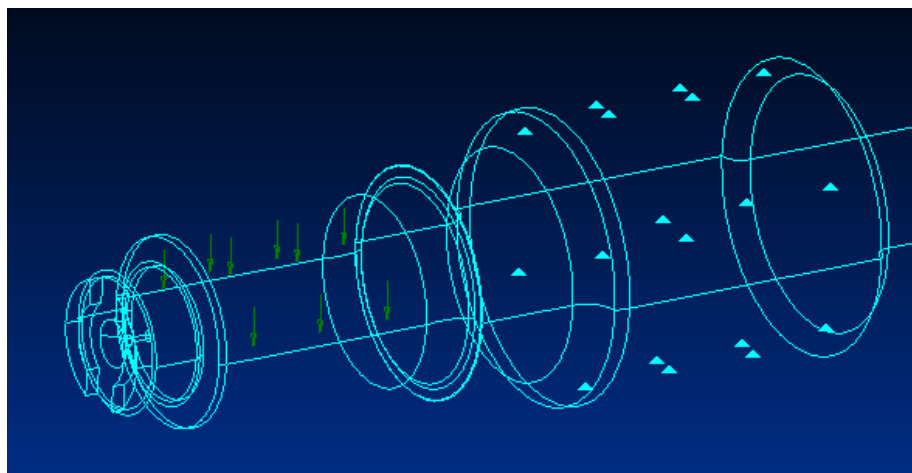
## Desarrollo. Implementación del modelo en Femap

En la siguiente ventana nos pide que fijemos un valor de carga, una dirección y un sentido. En nuestro caso elegiremos una fuerza en cada extremo de 12T (120000 N), y en sentido Y negativo del espacio.



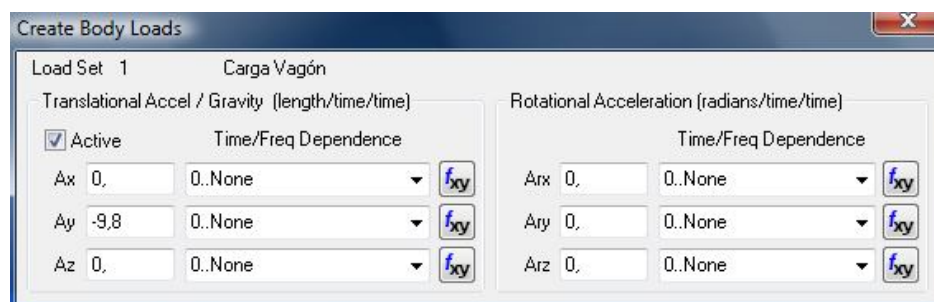
**Fig4.4.4.5. Introducción de valor de carga**

Una vez asignado un material al modelo y establecidas las condiciones de contorno de nuestro estudio, procedo a incluir un esquema explicativo de la disposición final de fuerzas y empotramientos:



**Fig4.4.4.6. Esquema de carga y empotramientos**

Para que el análisis sea lo más real posible añadiremos el peso propio del eje. Esto lo conseguimos desde el menú "*Model > Load > Body*". En esta ventana añadiremos un valor de la gravedad de 9,8 m/s<sup>2</sup> en dirección Y negativa.



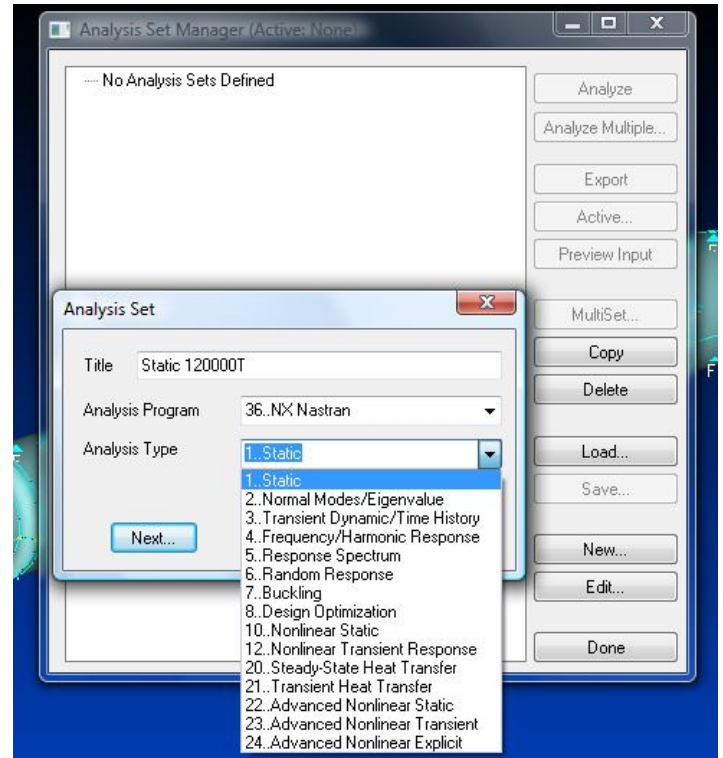
**Fig4.4.4.7. Introducción peso propio**



## 4.5. ESTUDIO ESTÁTICO

Comenzaremos realizando el estudio estático del eje, someteremos a la pieza a las condiciones que debería sufrir con los apoyos rodantes en reposo.

Para ello, pulsamos en "*Model> Analysis*" y pondremos un nombre a nuestro problema, en mi caso "Static 120000 N". Si desplegamos la pestaña "*Analysis Type*" podremos observar la cantidad de estudios que podemos realizar con Femap, entre ellos el análisis de los modos de vibración que trataremos más adelante.

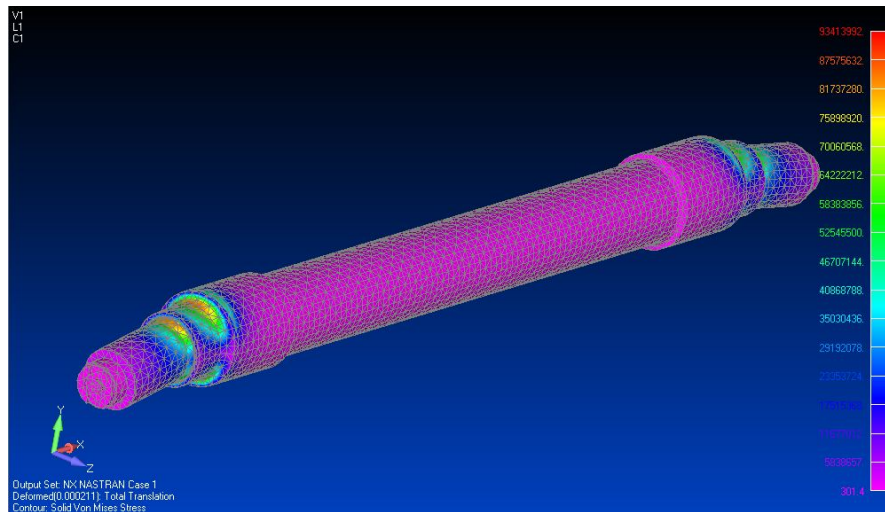


**Fig4.5.1. Variedad de estudios posibles**

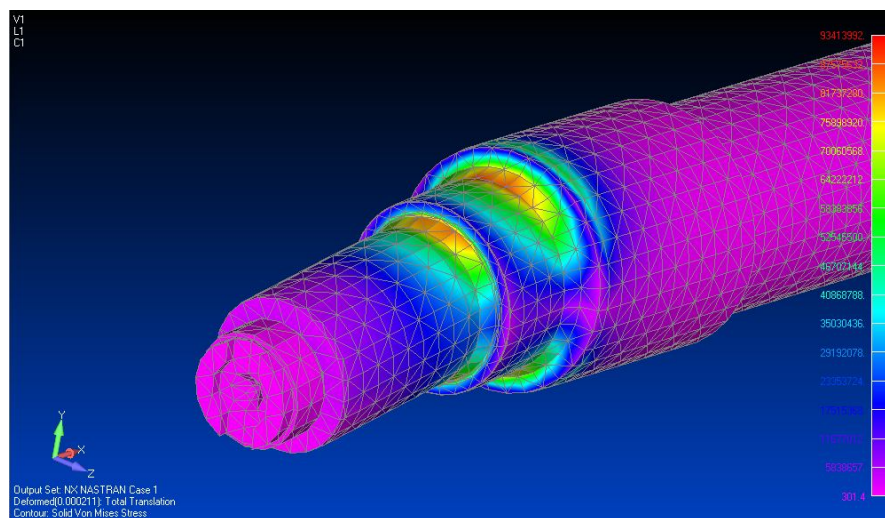
Después de elegir "*Static*" deberemos editar el análisis, definiendo una carpeta en la que Femap pueda volcar sus resultados, etc. Finalmente pulsamos en "*Analyze*" y el motor NX Nastran comienza trabajar.

### 4.5.1. Resultados Anál isis Estático

Cuando el motor de análisis finaliza su trabajo, pulsamos en "*View> Select*" (o pulsamos directamente F5).

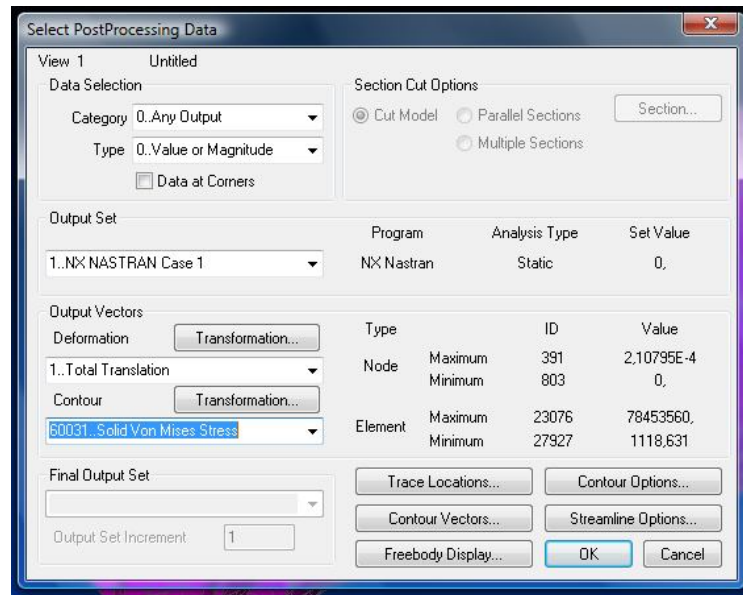
**Fig4.5.1.1. Resultado análisis estático**

Pulsando en "Contour View" podemos hacer una rápida revisión visual del estado del eje bajo cargas. En la imagen superior podemos observar cómo las zonas más solicitadas tensionalmente corresponden con las zonas de cambio de sección.

**Fig4.5.1.2. Detalle tensiones en cambios de sección**

Femap establece "*Solid Von Misses Stress+Total Translation*" como visualización preferente, pudiendo cambiar nosotros el criterio visual de exposición. Para ello pulsamos "*View>Select>Deformed and Contour Data*".

Ahora nos aparece un menú de postproceso en el que podemos seleccionar a nuestro requerimiento los valores que queramos sacar de la simulación.



**Fig4.5.1.3. Ventana de Postproceso**

A continuación variaré la carga a partir de 12T hasta las 20T que se supone debe soportar un eje de este tipo. (12T 15T 18T 21T 25T) Para ello sólo tenemos que pulsar en model>loads y variar la carga existente.

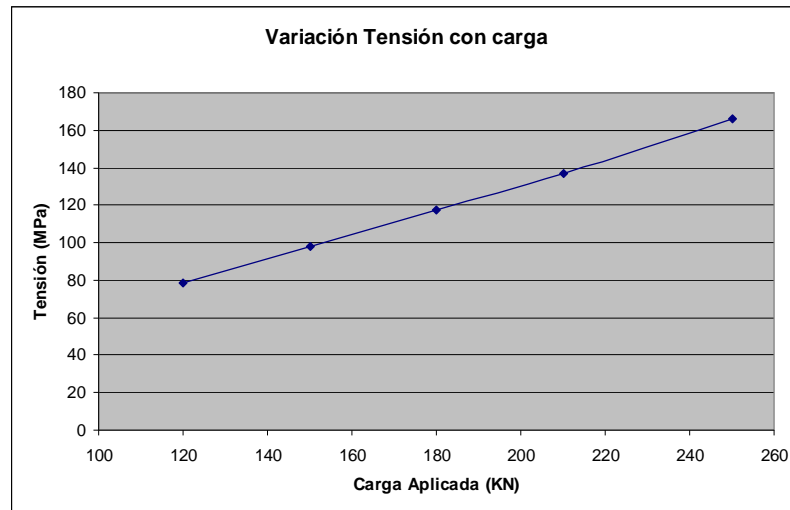
He realizado varias gráficas con el fin de observar qué tipo de variación se observa en cada caso:

REFERENCIA	CARGA (KN)				
	120	150	180	210	250
<i>Solid Von Misses Stress (MPa)</i>	78,45	98,03	117,61	137,19	166,3
<i>Total translation (mm)</i>	0,21	0,26	0,316	0,368	0,438
<i>Total Constraint force (KN)</i>	3,48	4,35	5,22	6,09	7,25
<i>Normal Stress X</i>	78,91	98,6	118,3	137,99	164,26
<i>Normal Stress Y</i>	34,12	42,64	51,16	59,68	71,04
<i>Normal Stress Z</i>	24,84	31,04	37,24	43,44	51,7
<i>Shear Stress XY</i>	36,16	45,19	54,21	63,24	75,27
<i>Shear Stress YZ</i>	10,34	12,93	15,51	18,09	21,54
<i>Shear Stress ZX</i>	15,52	19,4	23,27	27,15	32,31

**Tab 4.5.1.4. Resultados Análisis Estático**

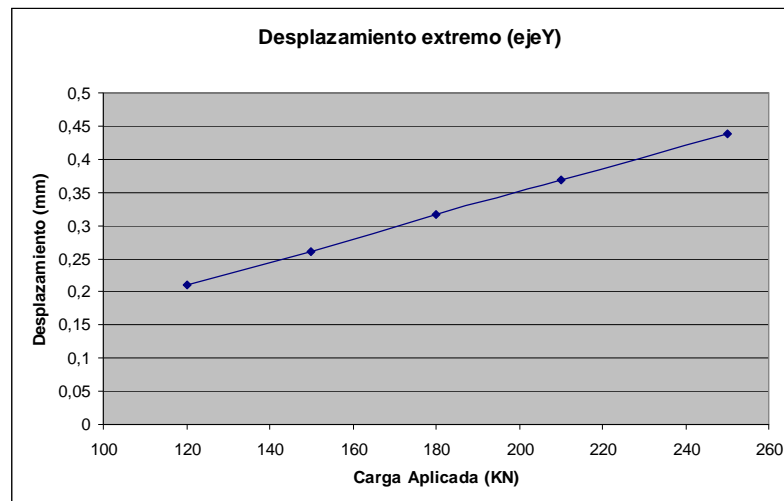
#### 4.5.2. Gráficos de Resultados

Esta es la representación de cómo varía la tensión en el eje según la carga aplicada, desde las 12Tm iniciales hasta las 25Tm finales:



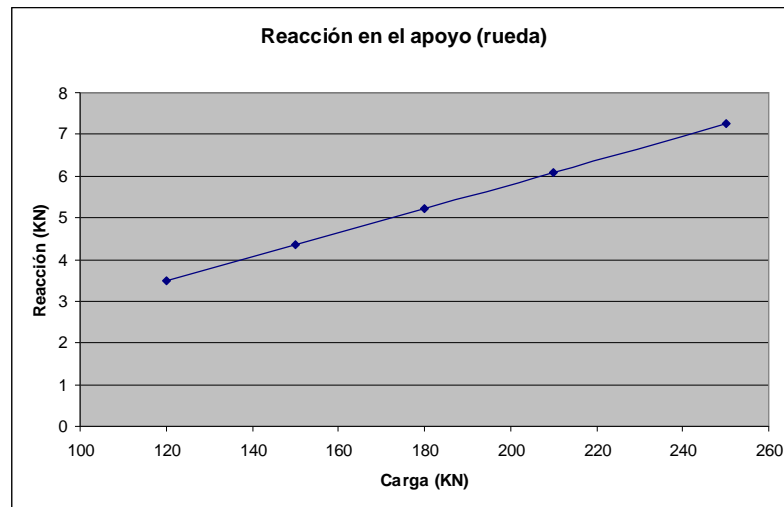
**Fig4.5.2.1. Tensión vs Carga Aplicada**

Las variaciones en el desplazamiento máximo de los elementos del eje se encuentran representadas a continuación:



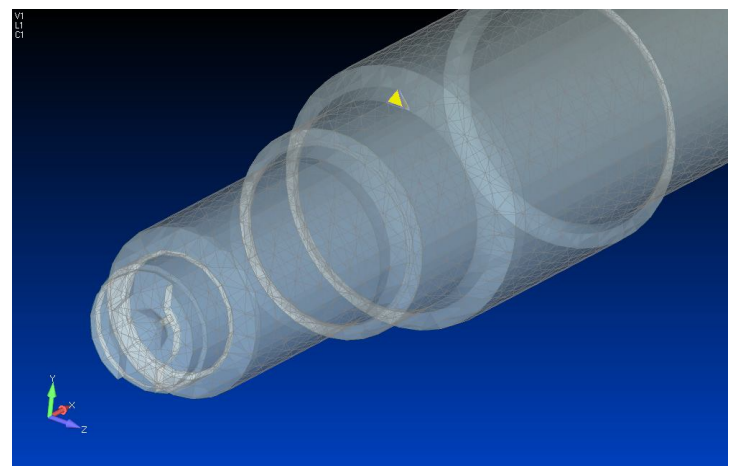
**Fig4.5.2.2. Desplazamiento vs Carga Aplicada**

Finalmente añado una gráfica sobre las fuerzas de reacción en los apoyos, en este caso las secciones empotradas relativas a la posición de encastre de las ruedas.

**Fig4.5.2.3. Reacción vs Carga Aplicada**

A tenor de los resultados obtenidos, podemos afirmar que para cargas estáticas el comportamiento de la pieza es totalmente lineal, no observándose variaciones significativas en ningún resultado, ni tensión, ni desplazamiento ni reacción.

Añado una imagen del elemento de mallado que más tensión sufre. Lógicamente se encuentra en el cambio de sección del diámetro de 185mm a 146mm. Es la sección más cercana al empotramiento y la zona más afectada por los momentos flectores.

**Fig4.5.2.4. Elemento que sufre mayor esfuerzo tensional**

#### 4.6. ANÁLISIS MODOS DE VIBRACIÓN

A la hora de diseñar un elemento estructural debemos tener muy en cuenta las frecuencias naturales de vibración propias de la pieza. Si las conocemos podremos estudiar el conjunto al que pertenezca dicho elemento estructural e intentaremos evitar esas frecuencias críticas, las cuales son muy peligrosas por sus efectos vibratorios resonantes. Si la pieza entra en resonancia podría oscilar sin control hasta rotura o hasta deformación permanente.

Comenzaremos definiendo qué son los modos de vibración y cuales son sus principales problemas.

##### 4.6.1. Frecuencias naturales. Modos de Vibración

Todos los elementos están sometidos a vibración. Dicha vibración puede provocar un debilitamiento gradual de las estructuras y un deterioro de los metales, causando situaciones indeseadas.

Este deterioro se debe a que la naturaleza de las vibraciones es la frecuencia. toda vibración supone un movimiento repetitivo. Cada secuencia de movimiento completa se denomina ciclo. La frecuencia se define como la cantidad de ciclos ocurridos en un determinado periodo de tiempo. Un ciclo por segundo equivale a un Herzio.

Cada pieza concreta tiene una frecuencia natural. Por ejemplo, una cuerda de violín sometida a una determinada tensión sólo vibra a un número determinado de frecuencias; es por eso precisamente por lo que podemos producir con ellas notas musicales concretas. Existe una frecuencia base en la cual la totalidad de la cuerda retrocede y avanza arqueándose como un todo. Los armónicos y los sobretonos aparecen porque determinadas secciones de la cuerda pueden vibrar independientemente dentro de la vibración más grande. Estas figuras diferentes se denominan modos. Se dice que la frecuencia base vibra en el primer modo, y así sucesivamente. Cada forma modal tiene asociada una frecuencia concreta. Las formas modales más altas tienen frecuencias más elevadas.

Las consecuencias más desastrosas ocurren cuando un dispositivo de potencia, como por ejemplo un motor, produce una frecuencia que coincide con la frecuencia natural de vibración de la estructura a la que está sujeto. Cuando esto ocurre, se dice que existe resonancia. Cuando la vibración provoca resonancia en un objeto, éste quedará destruido a menos que haya sido diseñado para soportar la tensión que eso supone.

Un vaso de vino, por ejemplo, no es lo bastante robusto como para soportar la resonancia que ocasionan las frecuencias producidas por una cantante de ópera. Los

## ***Desarrollo. Análisis modos de vibración***

---

diseños deben ser realizados de modo que no aparezcan efectos de resonancia durante el funcionamiento normal de las máquinas. Esta es la principal finalidad del análisis de frecuencias naturales (análisis modal). Lo ideal es que la frecuencia del primer modo sea mayor que cualquier posible frecuencia de excitación.

### **4.6.2. Análisis Modal**

El análisis modal es una técnica utilizada para determinar las características vibratorias de una estructura con comportamiento elástico y lineal, nos suministra las frecuencias y formas naturales con las que vibra una estructura una vez que la sollicitación inicial ha desaparecido. Es el tipo de análisis dinámico más importante, y debe de hacerse siempre antes de cualquier otro análisis, pues las características vibratorias de una estructura determinan como responde ante las cargas dinámicas (fundamental para evitar la resonancia).

Supongamos un sistema de un solo grado de libertad, por ejemplo un carrito con ruedas de masa  $m$  y en paralelo al suelo y sujetos a la pared un muelle de rigidez  $K$  y un amortiguamiento  $C$ . Si sometemos el sistema a una excitación, éste responderá vibrando de una determinada manera, propia y exclusiva del sistema concreto. Esta respuesta se podrá expresar en un gráfico desplazamiento - frecuencia, (puede no ser armónico, pero que puede descomponerse por la transformada de Fourier en varias funciones armónicas).

A esta vibración la llamaremos *modo* de vibración del sistema, y a su frecuencia *natural* del sistema. Cada modo tendrá una forma propia de vibración. Si realizamos esta misma operación con todos los posibles sistemas de un grado de libertad obtendremos todos los modos de vibración y sus formas, así como sus frecuencias naturales.

Las estructuras al vibrar lo hacen como una combinación de modos fundamentales de vibración de sistemas de un grado de libertad, pudiéndose entender la estructura como una superposición de muchos sistemas de un grado de libertad.

### **4.6.3. Resultados Análisis Vibraciones**

Para comenzar el análisis de los modos de vibración del eje debemos reinicializar el modelo y elegir "*Normal Modes/Eigenvalue*" en la pestaña "*Analysis Type*".

Utilizaremos el método Lanczos. El rango de interés deseado será de 0Hz a 10000Hz.

Tras realizar el análisis, en la pestaña "*Results*" podremos observar los 10 primeros modos de vibración con sus 10 frecuencias naturales.

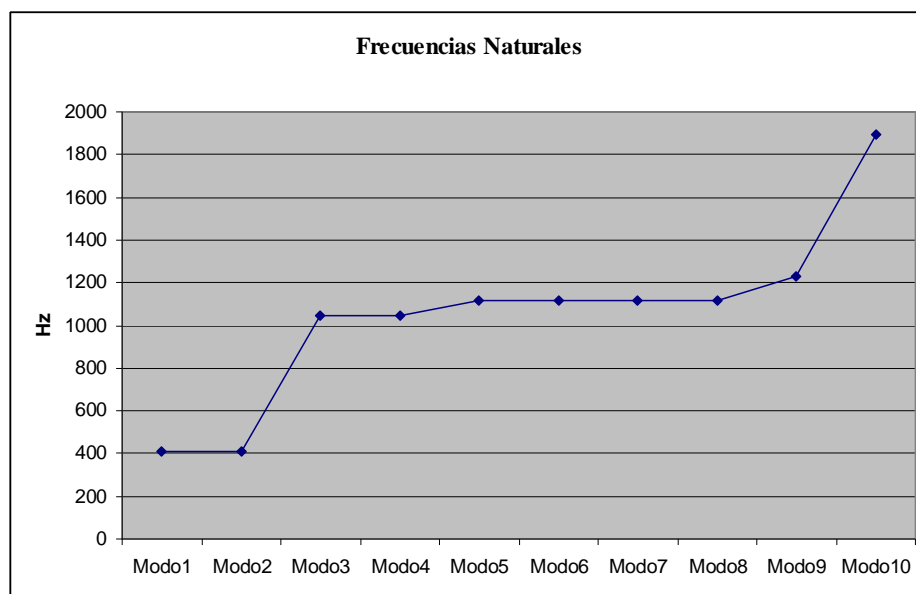


**Desarrollo. Análisis modos de vibración**

Modo1	409,27 Hz
Modo2	409,29 Hz
Modo3	1049,06 Hz
Modo4	1049,11 Hz
Modo5	1113,25 Hz
Modo6	1113,35 Hz
Modo7	1113,37 Hz
Modo8	1113,41 Hz
Modo9	1229,53 Hz
Modo10	1893,44 Hz

**Tab4.6.3.1. Frecuencias Vibratorias**

Si trasladamos los valores procedentes del análisis a una gráfica, ésta son los resultados:

**Fig4.6.3.2. Gráfica modos de Vibración**

Los valores de frecuencia obtenidos son aquellos que tenemos que evitar para que la pieza no entre en resonancia y se dañe de manera natural.

## 4.7. IMPLEMENTACIÓN MODELO EN PROENGINEER

Antes de comenzar a trabajar debemos definir los conceptos sobre los que vamos a hablar y las claves del fenómeno de fatiga

### 4.7.1. Conceptos previos

#### 4.7.1.1. Concepto de fatiga

Denominamos fatiga al proceso de surgimiento y desarrollo de las grietas en el material sólido, originado por las cargas cíclicas". De manera general, se puede definir como:

*"Fallo debido a cargas repetitivas que incluye la iniciación y propagación de una grieta o conjunto de grietas hasta el fallo final por fractura"*

Su estudio es de vital importancia en piezas de elevada responsabilidad, ya que la rotura de aproximadamente el 90% los materiales metálicos se debe a este fenómeno.

#### 4.7.1.2. Historia. Ensayo de viga rotatoria

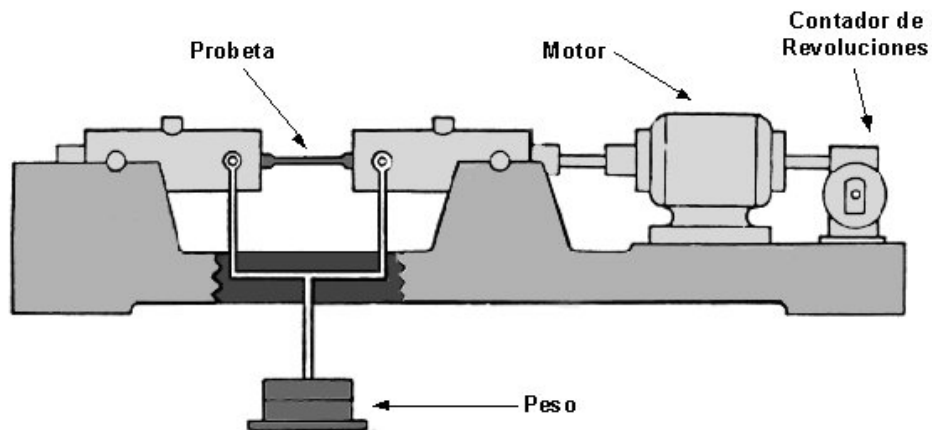
El interés por el estudio de este fenómeno material comenzó a surgir a principios del siglo XIX. Inicialmente los investigadores atribuían la pérdida de resistencia mecánica a la alteración de la estructura interna de los aceros debida a campos magnéticos parásitos. Suponían que la transformación de la estructura fibrosa del acero inicial en la estructura cristalina final era debida a la rotura repentina del material, pero no se lograba hallar una causa exacta de tal rotura.

Rankine a mediados del siglo XIX demostró que la reducción de las concentraciones de tensiones posponía la indeseada rotura.

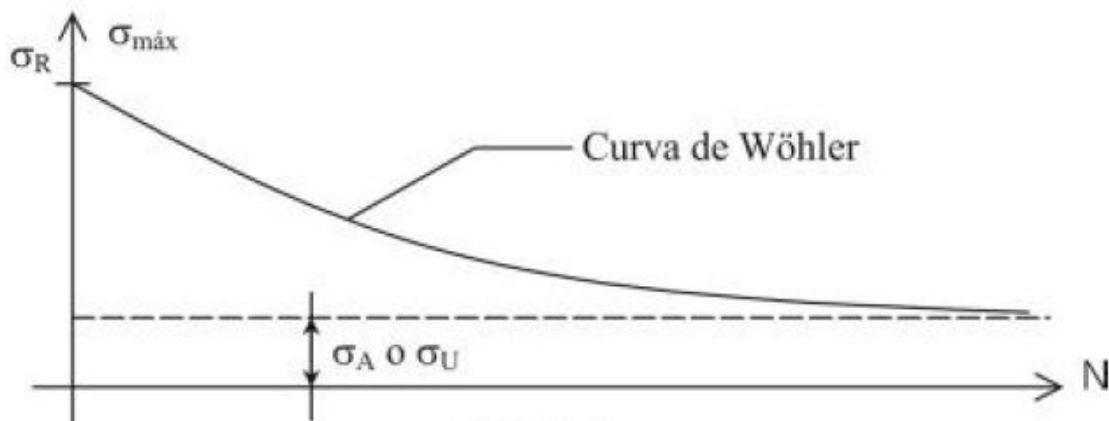
En 1860 **Wöhler** estudia el fenómeno e inventa la máquina de ensayo de viga rotatoria. Tras su estudio se demuestra que:

- El rango de tensiones cíclicas es más crítico que los picos de tensión individuales (es decir, que las fuerzas necesarias para provocar la rotura con cargas dinámicas son muy inferiores a las necesarias en el caso estático)

- Se puede definir una barrera tensional por debajo de la cual la fatiga no causa rotura en la pieza probada.

**Fig4.7.1.2.1. Esquema máquina ensayo fatiga**

**Fundamentos Ensayo Fatiga:** La probeta se somete a una carga variable de amplitud  $\sigma_{\text{alternante}}$  y tensión  $\sigma_{\text{media}}$  hasta producir la rotura de la probeta. El ensayo se repite para otros valores de  $\sigma_{\text{alternante}}$ , e introducimos los valores de los ciclos obtenidos hasta rotura en un diagrama (en escala logarítmica), frente a la tensión máxima hallada en cada caso.

**Fig4.7.1.2.2. Diagrama Fatiga**

A principios del siglo XX Ewing demuestra que el origen del fallo por fatiga se encuentra en pequeñas roturas microscópicas y se crea el primer gráfico S-N tomando los datos del estudio de Wöhler.

Finalmente, a mediados del siglo XX se consigue explicar el crecimiento de las grietas producidas por fatiga en términos de tensión plástica, hecho que aprovecha **Paris** para introducir su ley sobre crecimiento y propagación de grietas en función del nivel de tensión y de la amplitud de la misma:

$$\frac{da}{dN} = A(\Delta K)^m$$

Dónde:

- **A** y **m** son constantes para un determinado material
- **K** Factor de intensidad de tensiones
- $\frac{da}{dN}$  pendiente de la curva de velocidad de crecimiento

El valor de **m** normalmente está comprendido entre 1 y 6.

$$\Delta K = K_{max} - K_{min}$$

O bien

$$\Delta K = Y \Delta \sigma \sqrt{(\pi a)}$$

#### 4.7.1.3. Fases de Propagación de grietas

La historia de una grieta que se desarrolla en un componente sometido a fatiga tiene típicamente tres etapas: una etapa de iniciación, una de propagación estable y finalmente una propagación acelerada que conduce al fallo del componente.

**- Iniciación:** Las cargas alternadas producen deformaciones plásticas en los granos materiales más próximos a la superficie. Cuando se deforma uno de estos granos situado en la superficie se genera un escalón que inmediatamente se oxida. La deformación en sentido contrario acontece en otro plano, de esta manera se forma otro escalón que se oxida. La repetición de este ciclo de deformación, oxidación y bloqueo acaba por formar protuberancias o entrantes en la superficie original del sólido, que concentran tensiones. La situación se agrava y termina por aparecer una microgrieta a partir de estos defectos superficiales que se propaga a lo largo de las bandas persistentes de deslizamiento (formando 45° con la dirección de la tracción).

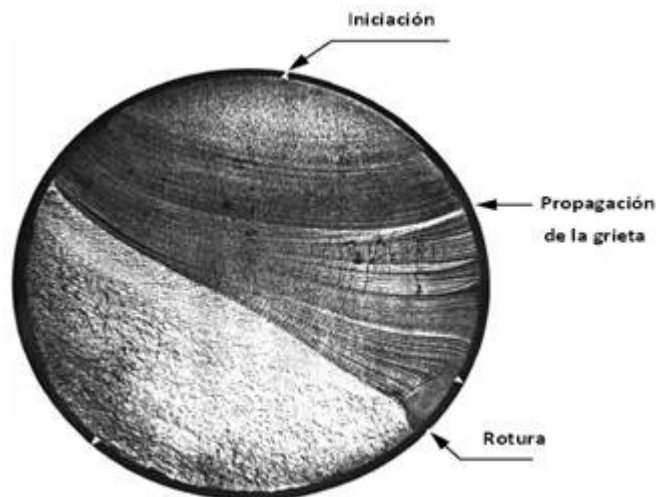
**- Propagación:** La grieta continúa su crecimiento en dirección perpendicular al esfuerzo aplicado (dirección óptima, la grieta requiere de esta manera menor trabajo para continuar su propagación). A partir de este punto, la velocidad de propagación se ajusta a la ley de Paris citada anteriormente. En esta etapa las grietas generalmente son finas y de difícil detección, aún cuando se encuentren próximas a producir la rotura de la pieza.

**- Rotura:** Las grietas aumentan de tamaño, los extremos de las mismas continúan avanzando por continua deformación por cizalladura. De esta manera, el deterioro de la pieza continúa hasta un punto en el que la sección útil de la pieza es

muy reducida y es incapaz de resistir la carga. Finalmente se produce la repentina rotura. En esta etapa la velocidad de crecimiento es tan grande que el número de ciclos consumidos apenas cuenta en la vida total de la pieza.

Visualmente podemos identificar claramente las zonas afectadas durante cada etapa. Dependiendo del tipo de rotura que tengamos (lenta o rápida) el tamaño respectivo a cada etapa será mayor o menor.

En la etapa inicial la zona se caracteriza por un aspecto liso. Durante la etapa de propagación se pueden observar las comúnmente llamadas marcas de playa y estrías. Se trata de crestas concéntricas que se expanden desde los puntos de iniciación. La zona de fractura se caracteriza por el aspecto rugoso, fruto de la rotura repentina.



**Fig4.7.1.3.1. Esquema fases rotura por fatiga**

#### 4.7.1.4. Cargas Estáticas y Cargas Dinámicas

Dependiendo de su aplicación posterior, las piezas pueden diseñarse para trabajar bajo solicitaciones dinámicas y solicitaciones estáticas. La diferencia principal entre ambas fuerzas es que las cargas dinámicas generan modificaciones en la magnitud de las tensiones y en las deformaciones a que dan lugar. Esto es, una pieza responde de manera distinta en régimen dinámico que en régimen estático. La deformación de rotura disminuye en gran medida bajo régimen dinámico. Una misma pieza presenta un comportamiento mucho más frágil bajo cargas dinámicas que bajo esas mismas cargas en régimen estático.

Una diferencia reseñable sobre el efecto de ambas cargas en la vida a fatiga es que bajo cargas dinámicas, la rotura de la pieza puede ocurrir a tensiones menores que la resistencia a tracción o el límite elástico calculado en el reposo.

A su vez, es más complicado analizar el comportamiento de una pieza bajo cargas dinámicas que bajo cargas estáticas. Esto es debido en parte a que bajo cargas dinámicas aparece una transferencia de energía cinética complicada de hallar.

Dicho esto, las piezas que trabajen en régimen dinámico deberán ser dimensionadas basándose en las tensiones admisibles producto de un análisis dinámico, para evitar roturas inesperadas y prolongar la vida útil de la pieza.

#### 4.7.2. Diagrama Trabajo o Caso Dinámico

Al igual que para realizar el estudio estático, volvemos a situar nuestro esquema de trabajo para estudiar qué ocurre cuando giramos un número determinado de grados nuestro eje:

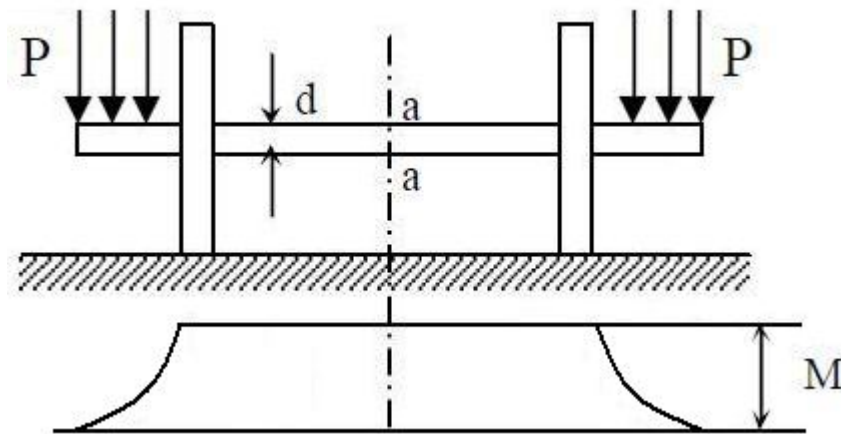
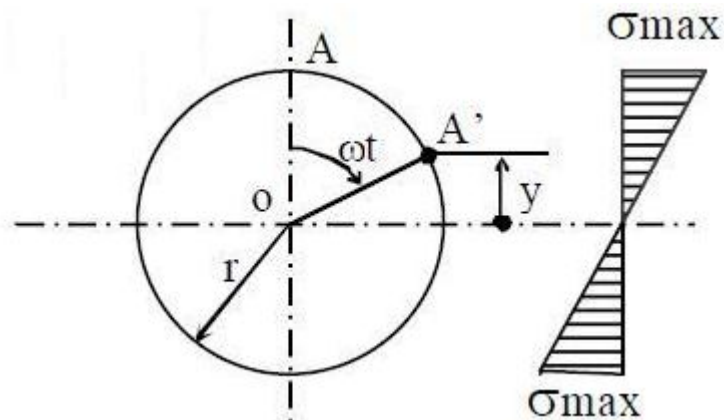


Fig4.7.2.1. Esquema trabajo y diagrama M

Para régimen dinámico, en cada punto del eje, las tensiones producto del peso del vagón variarán de manera continua de un valor máximo a un valor mínimo.

Dicho esto, si giramos el eje un cierto número de grados (simulando la rotación propia del rodaje) con una velocidad angular  $\omega$ , el punto A pasará a la posición A'.

**Fig4.7.2.2. Esquema dinámico trabajo y distribución tensiones**

La coordenada "y" de A' en este nuevo caso será igual a:

$$y = r \cdot \text{sen}(90 - \omega t)$$

Ahora la tensión habrá pasado a valer:

$$\sigma = \frac{M}{I} r \text{sen}(90 - \omega t) = \sigma_{\max} \text{sen}(90 - \omega t)$$

$$\sigma = \sigma_{\max} \cos \omega t$$

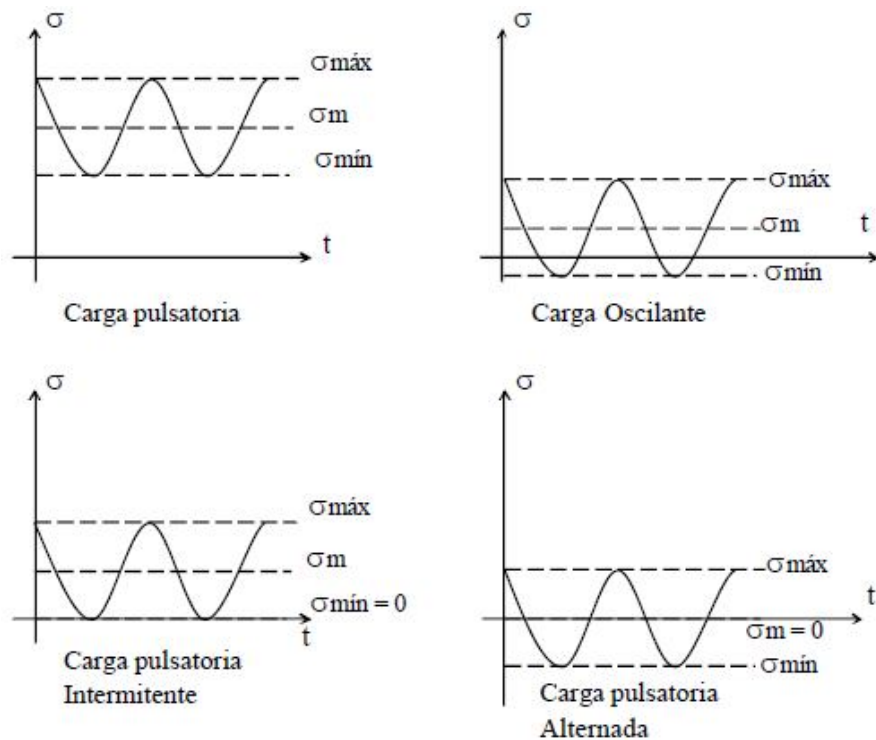
Según esto, la tensión de los puntos extremos variará de manera cosenoidal cíclicamente. La amplitud de la función es  $\sigma_{\max}$ .

Existen dos tipos de sollicitaciones:

- *Pulsatorias* (las tensiones varían entre dos extremos sin cambiar de signo)
- *Cargas oscilantes* (los valores extremos de las tensiones son de distinto signo)

A su vez, las cargas pulsatorias se denominan intermitentes si una de las tensiones extremas es nula, y las cargas oscilantes se dicen alternadas si las tensiones extremas son opuestas. Es decir:





**Fig4.7.2.3. Esquema carga pulsatorias y oscilantes**

Definiremos como *tensión media* al siguiente valor:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}}{2}$$

y definiremos como amplitud de la *tensión dinámica (alternante)* a:

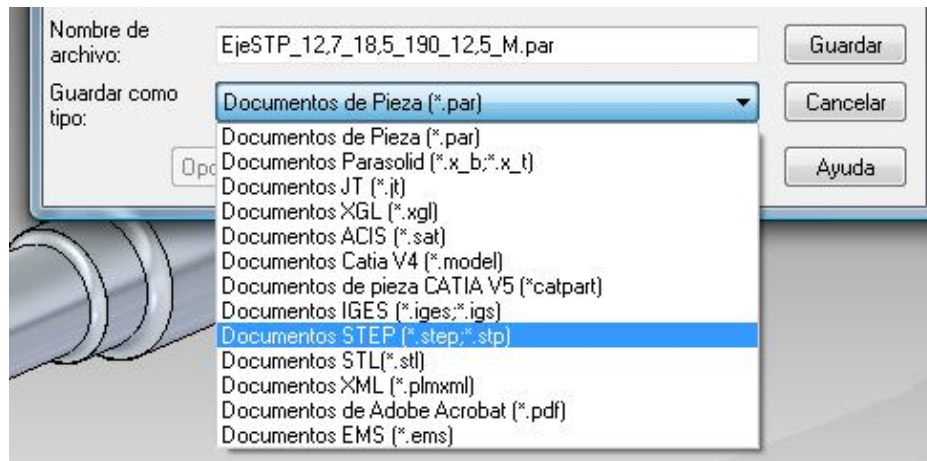
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2}$$

En nuestro caso, supondremos una  $\sigma_{\text{media}}$  igual a cero, esto es, la amplitud de la tensión variará entre un mismo valor máximo de signo positivo o negativo dependiendo del punto de giro en el que se encuentre el eje

Una vez estudiado nuestro caso dinámico, pasamos a trabajar con ProEngineer.

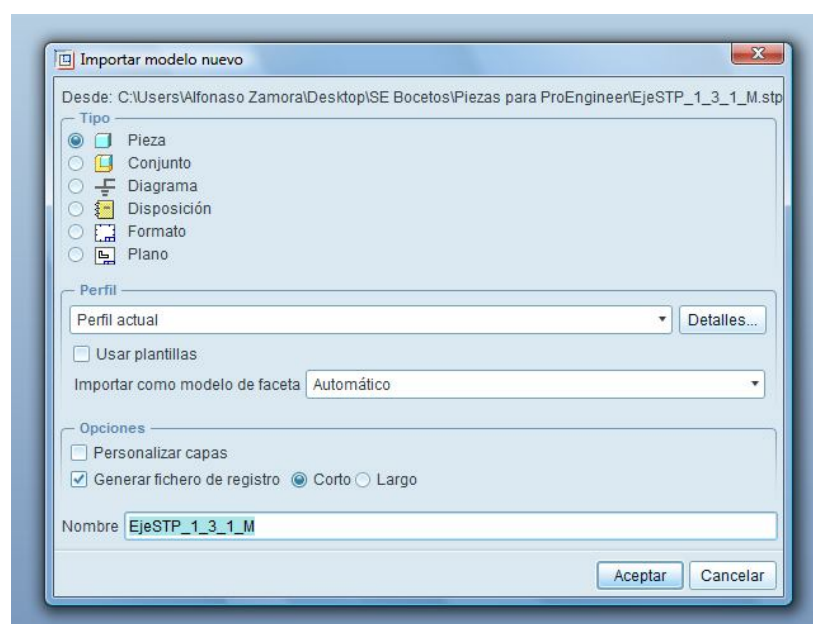
#### 4.7.3. Importación pieza desde SE. Archivo Step.

Como nuestro eje ya está diseñado correctamente en Solid Edge realizaremos la importación del diseño previo para amoldarse a nuestro nuevo software de trabajo. Para ello guardaremos nuestra antigua pieza .PAR con una nueva extensión: .STP



**Fig4.7.3.1. Selección archivo STEP para importación de pieza a SolidEdge**

Tras haber guardado desde SolidEdge en formato .stp la pieza, abrimos el software ProEngineer y pulsamos en "*Fichero>Abrir*" y buscamos los archivos con dicha extensión. Una vez seleccionado nuestro eje nos aparecerá la siguiente ventana:

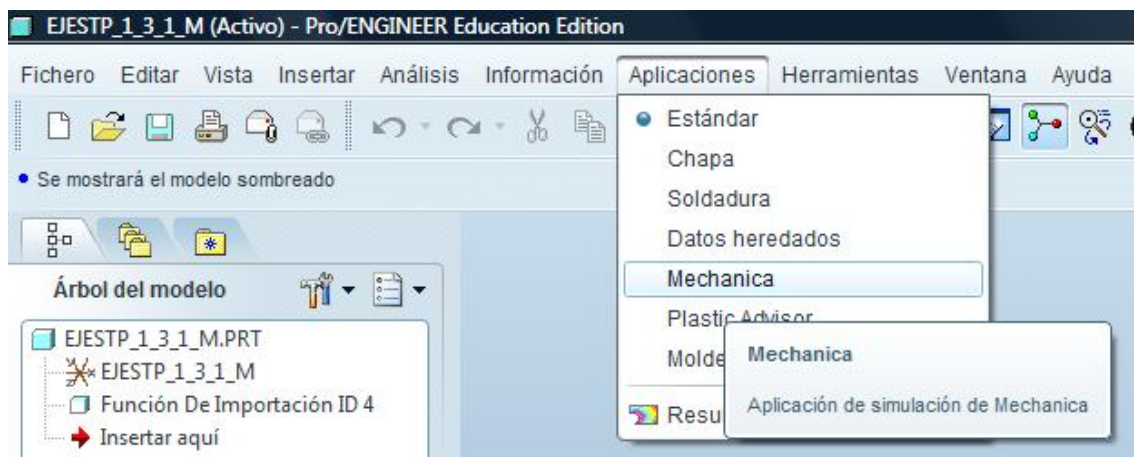


**Fig4.7.3.2. Ventana "Importación Modelo Nuevo"**

## ***Desarrollo. Implementación modelo en ProEngineer***

Elegimos Pieza como tipo de modelo y nombramos la misma. Esta acción se realizará cada vez que importemos un nuevo diseño a ProEngineer.

Inicialmente este software arranca por defecto en el menú de diseño. ProEngineer cuenta con múltiples menús dependiendo del trabajo a realizar, como puede ser el trabajo con superficies de chapa, soldadura...etc. Para cambiar al menú mecánica pulsamos en "*Aplicaciones>Mechanica*".



**Fig4.7.3.3. Pestaña Aplicaciones**

PE nos da la posibilidad de realizar un análisis estructural o térmico de la pieza. En nuestro caso, pulsamos en "*Structure*" y aceptamos.



**Fig4.7.3.4. Menú Tipo de modelo**

### **4.7.4. Creación de material de trabajo**

Para continuar nuestro trabajo procederemos a asignar un material de constitución de nuestra pieza. Para ello pulsamos en "*Propiedades> Materiales*" y crearemos un material nuevo que cumpla con nuestras exigencias.

Comenzaremos creando un Acero Estructural básico que nos sirva de punto de partida del estudio y posteriormente modificaremos sus propiedades para conseguir mejores prestaciones.



Fig4.7.4.1. Ventana definición de material

Como Criterio de rotura elegiremos el de Energía de Distorsión de Von Misses y para el cálculo a fatiga se elegirá la Ley Uniforme de Materiales. Para estos primeros análisis tomaremos "Pulido" como acabado superficial básico.

A continuación deberemos introducir un factor de reducción de resistencia a fatiga. Este factor es usado para reducir el límite de fatiga en modelos con zonas de concentración de tensiones, como zonas de soldaduras, cambios de sección...

#### 4.7.4.1. Factor de Reducción de Resistencia a Fatiga

Los factores más importantes para modificar el límite de fatiga obtenido en pruebas experimentales y así adecuarlo a los valores reales son los siguientes:

- $K_a$ : **Factor de acabado superficial**. Factor para expresar la diferencia entre acabados superficiales de mayor o menor calidad, que como veremos posteriormente tiene una gran repercusión en los valores de fatiga

---

**Desarrollo. Implementación modelo en ProEngineer**

---

-  $K_b$ : **Factor de tamaño**: Nos sirve para expresar la reducción de vida a fatiga en piezas de diámetros grandes.

-  $K_c$ : **Factor de confiabilidad**: Debido a la naturaleza estadística del estudio, se debe añadir un factor que refleje esta naturaleza. Esta confiabilidad varía desde un 50% hasta un 99,9%

-  $K_d$ : **Factor de temperatura**: La temperatura de trabajo de la pieza es un hecho muy significativo a la hora del estudio de fatiga debido a que modifica todas las propiedades mecánicas de un material además de las resistencias a fluencia, última y de fatiga. Un ejemplo de la importancia de la temperatura de funcionamiento es que el límite de resistencia a la fatiga para los aceros aumenta hasta los 200°C aproximadamente. A partir de ese valor empieza a disminuir la vida.

-  $K_e$ : **Factor de concentración de tensiones**: Las piezas que cuenten con variaciones en la sección principal, ya sean estas variaciones agujeros, chavetas, muescas, ranuras deben tener muy en cuenta este factor ya que son puntos principales de concentración de tensiones. Con mucha probabilidad la zona que antes sucumbirá a fatiga se encuentre cerca de uno de estos puntos.

-  $K_f$ : **Factor de efectos diversos**. Factor que da cabida a efectos residuales, características direccionales específicas durante la operación, efectos de temple superficial, corrosión por apriete recubrimientos electroquímicos, etc.

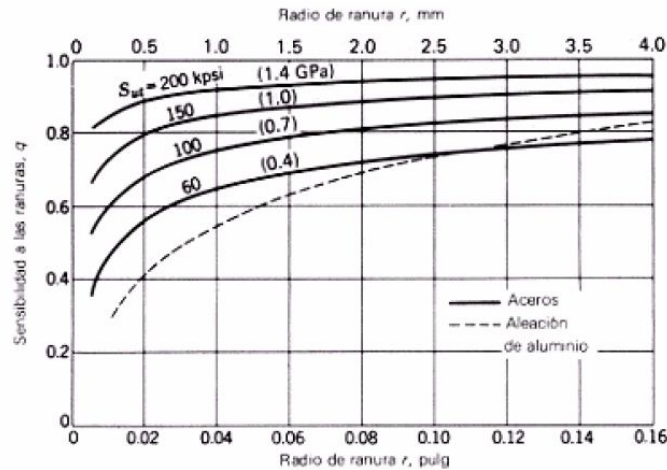
Teniendo en cuenta la geometría de nuestra pieza utilizaremos el **factor de concentración de tensiones** como factor crítico de análisis. Procedemos ahora a hallar el valor del factor de reducción de la resistencia a fatiga para poder introducirlo en ProEngineer:

$$K_e = \frac{1}{\mathfrak{R}_f} \qquad q = \frac{\mathfrak{R}_f - 1}{K_t - 1}$$

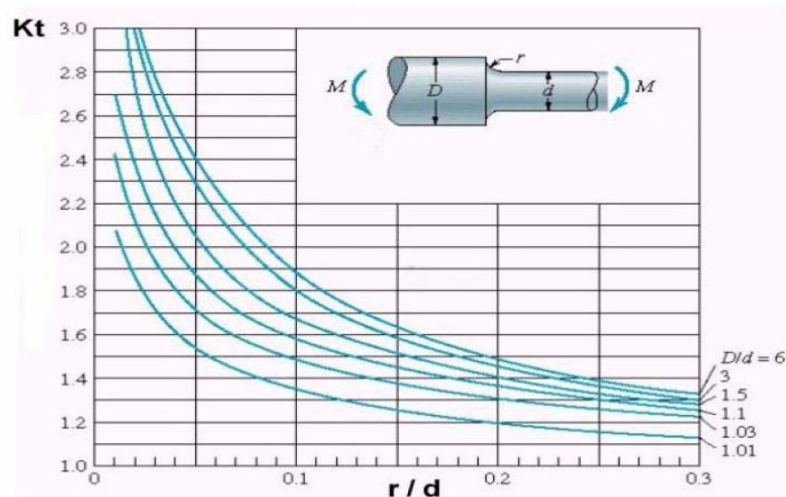
Siendo  $\mathfrak{R}_f$  el factor de reducción de la resistencia en caso de fatiga y  $q$  el factor de sensibilidad a las ranuras

Según esto, sustituyendo obtenemos  $\mathfrak{R}_f = q(K_t - 1) + 1$

Las gráficas utilizadas para nuestros cálculos han sido las siguientes:



**Fig4.7.4.1.1. Gráfica sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes**



**Fig4.7.4.1.2. Gráfica Kt para barra sección circular con estrechamiento**

#### 4.7.4.2. Valores Factor Para 6 ejes con Distintos Radios de Acuerdo

Como ya hemos citado con anterioridad, el diseño de la pieza repercute de manera muy significativa en la rotura de fatiga. Cualquier discontinuidad geométrica actúa como concentradora de tensiones y constituye un punto crítico de nucleación de grietas.

Estas irregularidades estructurales pueden ser reducidas realizando modificaciones en el diseño, esto es, eliminando cambios bruscos en el contorno que conduzcan a extremos vivos y realizando superficies redondeadas con radios de curvatura grandes.



### ***Desarrollo. Implementación modelo en ProEngineer***

Dicho esto, para comprobar cómo afecta los cambios de sección en un estudio a fatiga se realizará **6 distintos tipos de ejes** con variaciones relativas en los radios de acuerdo de los extremos del eje. A continuación, se incluye la tabla con los distintos grupos de radio:

	STP1	STP2	STP3	STP4	STP5	STP6
<b>R1 (mm)</b>	1	3	5	7	9	12
<b>R2 (mm)</b>	3	6	9	12	15	18
<b>R3 (mm)</b>	1	3	5	7	9	12

**Tab4.7.4.2.1. Valores radio acuerdo**

Por lo tanto, para cada conjunto de radios de acuerdo (STP1...STP6) obtenemos 3 valores diferentes. Nos quedaremos con el valor más restrictivo en cada caso de manera que nos quedemos siempre del lado de la seguridad.

Adjunto la tabla de resultados distinguiendo cada conjunto de radios:

	STP1	STP2	STP3	STP4	STP5	STP6
<b>Factor</b>	2.19	1.98	1.93	1.85	1.72	1.67

**Tab4.7.4.2.2. Resultados Factor reducción de resistencia a fatiga**

### **4.7.5. Asignación material y condiciones de contorno**

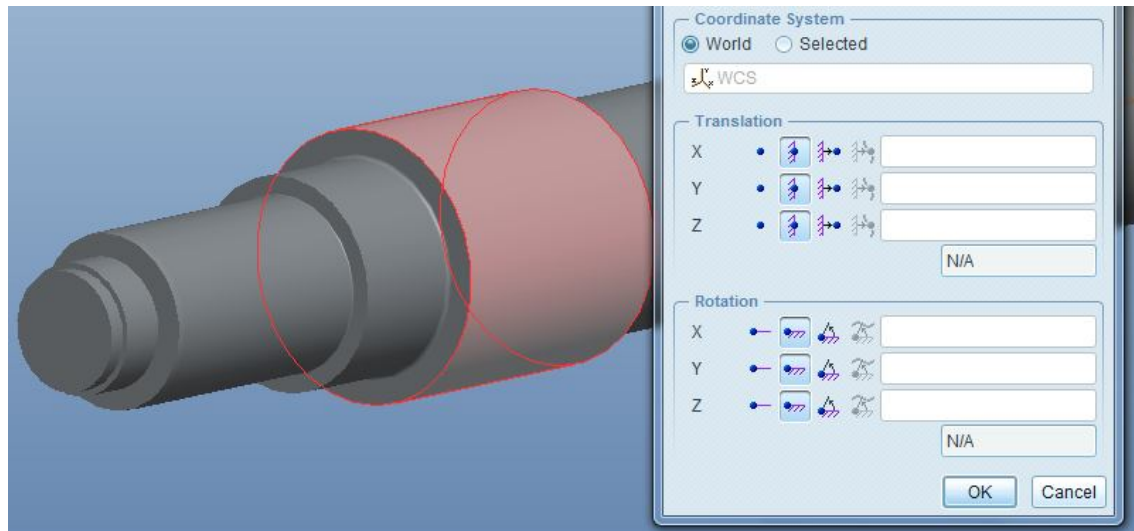
Tras esto pulsamos en "*Propiedades> Asignación de materiales*" y elegimos nuestro nuevo Acero Estructural como material deseado.



**Fig4.7.5.1. Asignación de material**

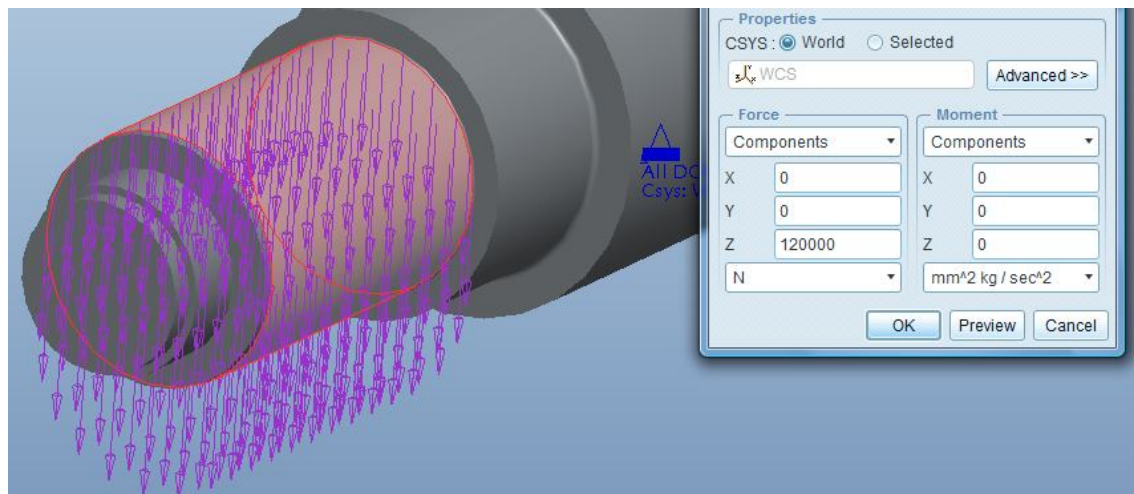


Tras esto, al igual que en Femap procederemos a definir las restricciones de desplazamiento en los sectores en contacto con las ruedas. Para ello pulsamos en "*Insertar > Restricción de desplazamiento*". Restringiremos todos los movimientos.



**Fig4.7.5.2. Restricciones traslación y rotación**

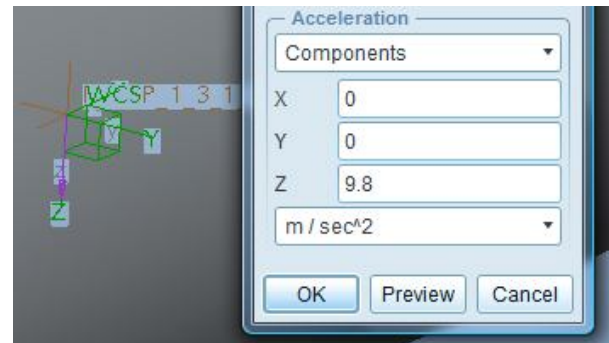
Una vez realizada esta acción, añadiremos la carga vertical en los extremos del eje. Para ello pulsamos en "*Insertar > Carga de Fuerza/Momento*".



**Fig4.7.5.3. Inserción Fuerzas**

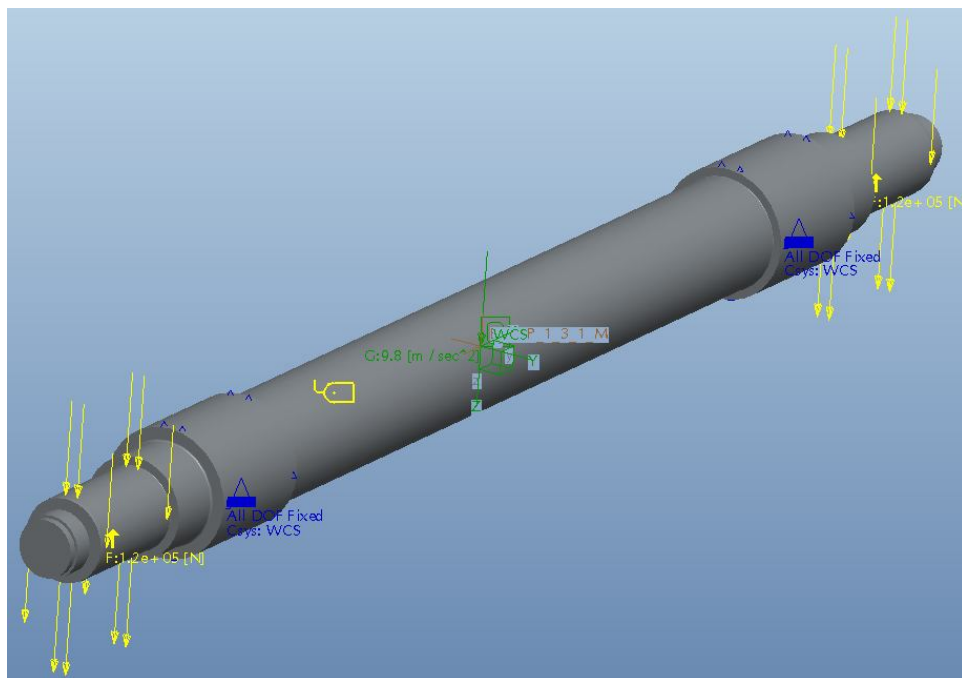
### ***Desarrollo. Implementación modelo en ProEngineer***

Finalmente, introduciremos la fuerza de gravedad para tener en cuenta los esfuerzos creados por el propio peso del eje. Para ello pulsamos en "Insertar > Carga de Gravedad".



**Fig4.7.5.4.Inserción carga peso**

La vista general con todas las cargas dispuestas es la siguiente.

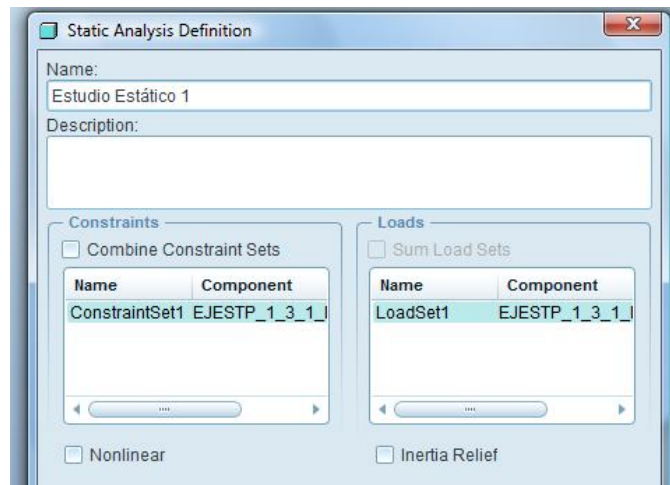


**Fig4.7.5.5.Vista general eje en ProEngineer**

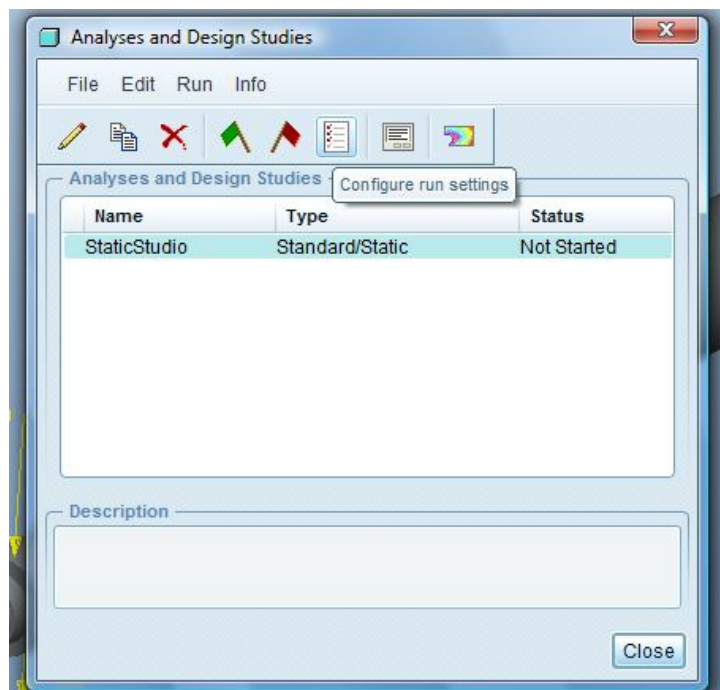
#### **4.7.6.      Anál isis estático previo**

Para realizar el estudio a fatiga en ProEngineer debe realizarse previamente siempre un estudio estático. Los resultados de tensión del análisis estático serán multiplicados por los factores de carga que especificaremos para el análisis de fatiga y así podremos encontrar la variación de carga para un ciclo de vida.

Comenzamos pulsando en "Anál isis >Anál isis/Estudios de *Mechanica*". Pulsamos en "File> New Static". Deberemos elegir los Sets de Carga y Restricciones que hemos creado.

**Fig4.7.6.1. Elección Sets carga y restricciones**

Pulsando en el botón "*Configure Run Settings*" podemos seleccionar el directorio en el que se ubicaran los archivos temporales y los archivos de salida procedentes de los análisis. Es importante definir un directorio de trabajo en el que alojar la información que nos proporcione el software.

**Fig4.7.6.2. Ventana Análisis y Estudios de Diseño**

Tras pulsar en "*Start Run*" el software comienza a analizar el modelo con las condiciones elegidas.

Finalmente, el programa logra llegar a la solución. Pulsando en "*Run Status Display*" podemos obtener un resumen de los resultados más significativos.

```
Principal System of Units: millimeter Kilogram Sec (mmKs)

Length:      mm
Mass:        kg
Time:        sec
Temperature:  C

Model Type: Three Dimensional

Points:      1681
Edges:       8388
Faces:       12106

Springs:     0
Masses:      0
Beams:       0
Shells:      0
Solids:      5398

Elements:    5398
```

**Fig4.7.6.3. Resumen de análisis**

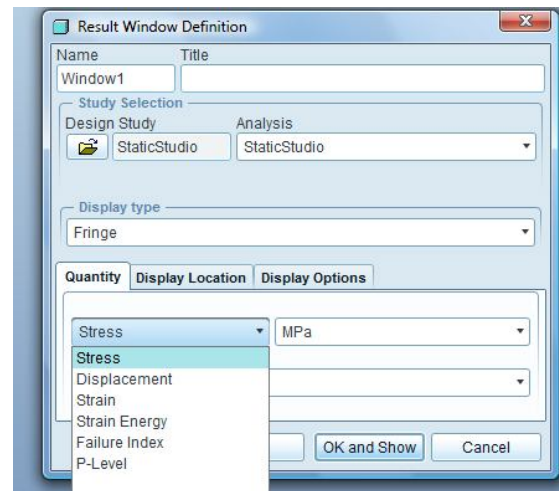
En este sumario podemos observar que el análisis ha dividido el modelo en 5398 elementos tipo Solid, 1681 puntos, 8388 bordes, y 12106 caras. También nos muestra un resumen de los valores más significativos del estudio (desplazamientos, tensiones, etc.)

```
Measures:

max_beam_bending:  0.000000e+00
max_beam_tensile:  0.000000e+00
max_beam_torsion:  0.000000e+00
max_beam_total:    0.000000e+00
max_disp_mag:      2.019758e-01
max_disp_x:        4.417068e-02
max_disp_y:        -2.797871e-03
max_disp_z:        1.997442e-01
max_prin_mag:      -3.225053e+05
max_rot_mag:       0.000000e+00
max_rot_x:         0.000000e+00
max_rot_y:         0.000000e+00
max_rot_z:         0.000000e+00
max_stress_prin:   3.110433e+05
max_stress_vm:     2.772329e+05
max_stress_xx:     -2.680322e+05
max_stress_xy:     6.176637e+04
max_stress_xz:     1.426187e+05
max_stress_yy:     -9.196460e+04
max_stress_yz:     -4.251575e+04
max_stress_zz:     1.750240e+05
min_stress_prin:   -3.225053e+05
strain_energy:     1.154433e+07
```

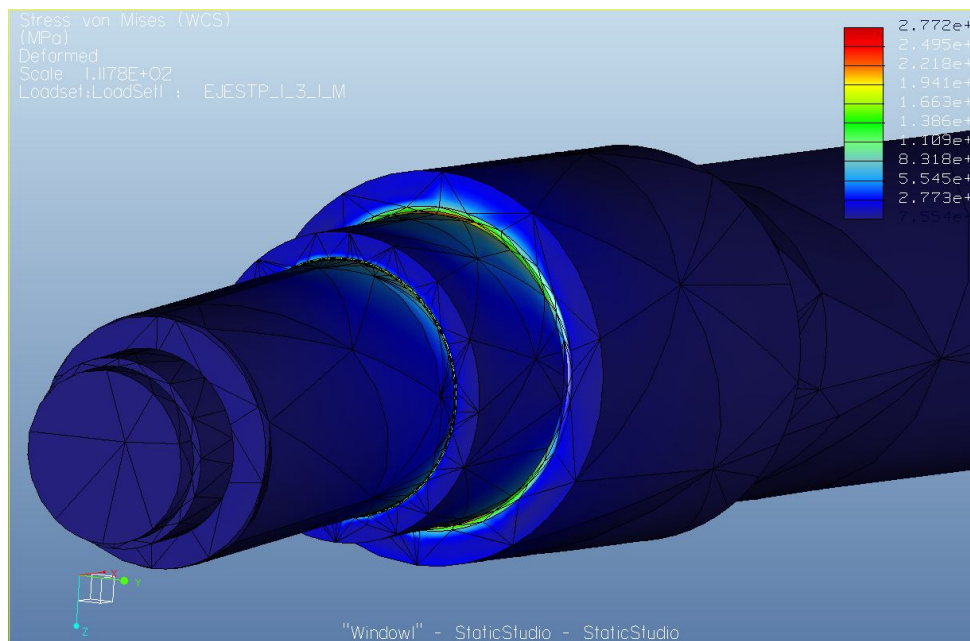
**Fig4.7.6.4. Resumen Valores análisis**

Pulsando en el icono de la derecha "Review results of a design study" entramos en el menú de resultados personalizado. En él podremos hallar resultados específicos y recreaciones 3D de los resultados.



**Fig4.7.6.5. Variedad de muestras en estudio estático**

Seleccionamos el modo Stress con unidades en MPa y el programa nos muestra la representación de las tensiones.

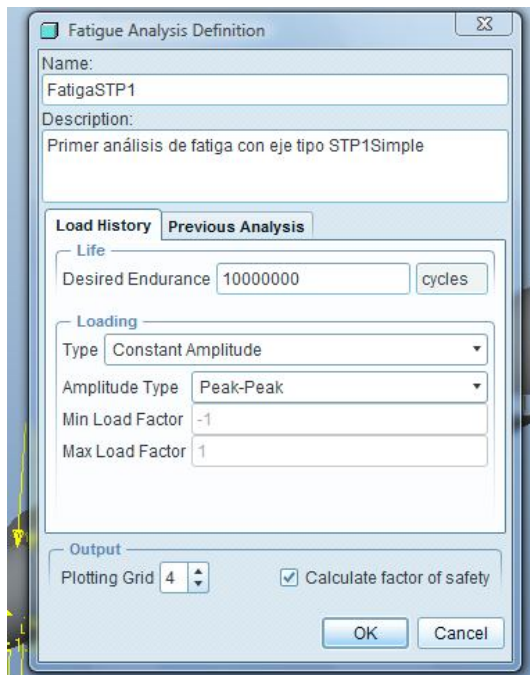


**Fig4.7.6.6. Visualización Stress ProEngineer**

Una vez más se comprueba que las máximas concentraciones de tensiones se observan en los cambios de sección

## 4.8. ESTUDIO DINÁMICO. FATIGA

Tras realizar este primer análisis estático procederemos a realizar el análisis de fatiga. Para ello en el menú de Análisis pulsamos en Pulsamos en "File> New Fatigue".

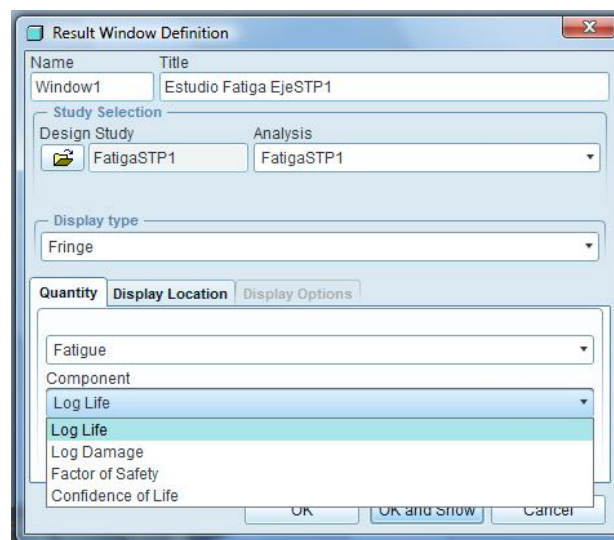


**Fig4.8.1. Ventana Análisis Fatiga**

Deberemos decidir la duración del estudio a fatiga. Elegimos un valor de 10000000 ciclos, valor mayor que permita reflejar si la pieza llega a valores de vida infinita. En la casilla de Plotting Grid elegimos el valor de 4, lo cual nos asegura un mayor refinamiento en la tarea de análisis.

Para simular el giro de nuestro eje, multiplicaremos la carga por 1 y -1 en cada ciclo de carga. De esta manera el eje recibirá la carga en sentidos opuestos simulando el giro real del vagón sobre él.

El tipo de aplicación de carga será de Amplitud constante. En la casilla "previous analysis" elegiremos en cada caso su estudio estático previo correspondiente. Además le pediremos que en cada caso nos calcule el factor de seguridad para las regiones del modelo.



**Fig4.8.2. Resultados posibles análisis Fatiga**



### Desarrollo. Estudio dinámico. Fatiga

Tras pulsar en "Start Run" y completar el análisis podremos elegir varios resultados a mostrar en ventana. El análisis de fatiga calcula lo siguiente:

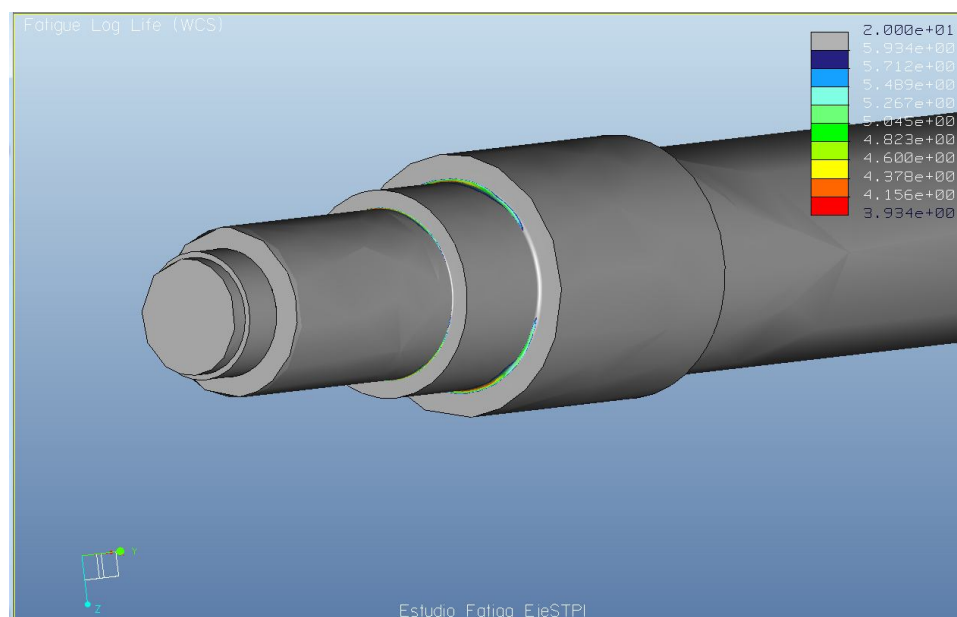
- *Log Life (Logaritmo de la vida)*: El número estimado de ciclos hasta que el modelo parte. Por la naturaleza exponencial de la fatiga, expresaré la vida en órdenes logarítmicos.

- *Log Damage (Logaritmo del daño)*: La proporción entre ciclos de fatiga acumulados y el número total de ciclos a fallo. Un valor mayor que la unidad indica fallo. Al igual que el logaritmo de la vida, se expresa en órdenes logarítmicos. La relación entre la Log Life y el Log Damage puede ser expresada como  $(\text{Log Life}) = -(\text{Log Damage})$ .

- *Factor of safety (factor de seguridad)*: Representa el factor de seguridad permisible sobre la carga de entrada. Cuando la vida de fatiga calculada para el modelo es mayor que la vida de diseño objetivo, el software proporciona un cálculo para determinar un factor de seguridad permisible sobre la carga de entrada. Esto representa el grado según el cual la amplitud de la carga puede ser aumentada sin comprometer la vida de diseño objetivo.

- *Confidence of life (confianza en la vida)*: Representa la proporción entre la vida calculada y la vida de diseño objetivo.

Si elegimos **Log Life** esta es la visualización que logramos:



**Fig4.8.3. Visualización Fatiga**

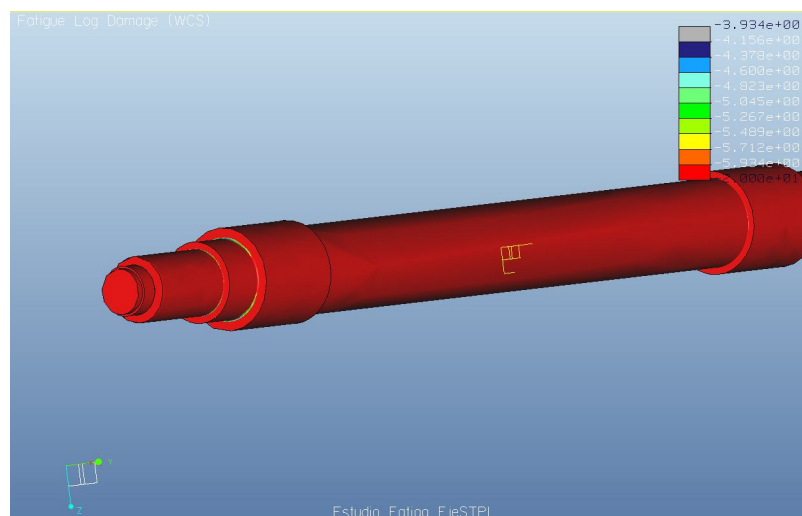


### ***Desarrollo. Estudio dinámico. Fatiga***

Los resultados del análisis de fatiga se representan mediante contornos en color que muestran la duración de los ciclos de carga que la estructura puede soportar antes de que se inicie cualquier grieta

Una vez más comprobamos que las zonas más críticas son los cambios de sección. Para el eje tipo STP1 (radios 1mm- 3mm- 1mm) de acero estructural simple, el valor que nos genera el programa en el punto más crítico es  $3.934e+00$  que, pasándolo a logaritmo resulta una cifra de unos 10000 ciclos, cifra alejadísima de un valor deseado para una pieza de esta responsabilidad.

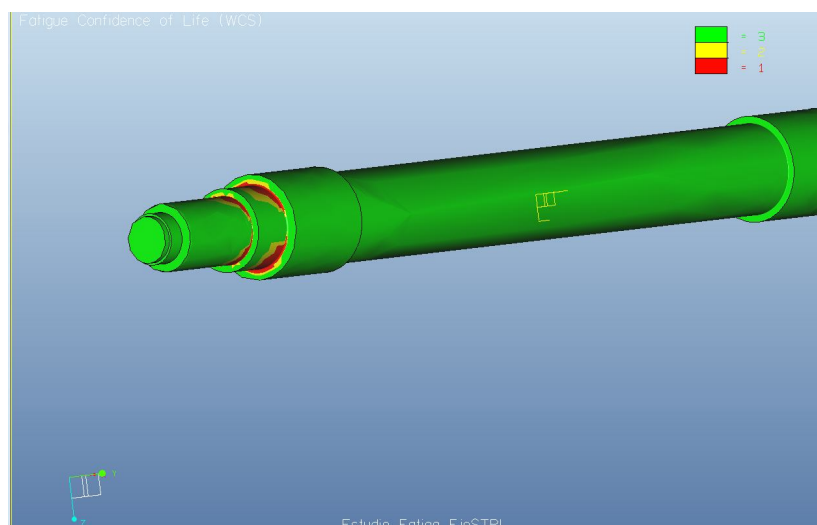
La siguiente imagen corresponde a la visualización **Log Damage**:



**Fig4.8.4. Visualización Log Damage**

Podemos observar cómo la representación es justamente la representación inversa del logaritmo de vida.

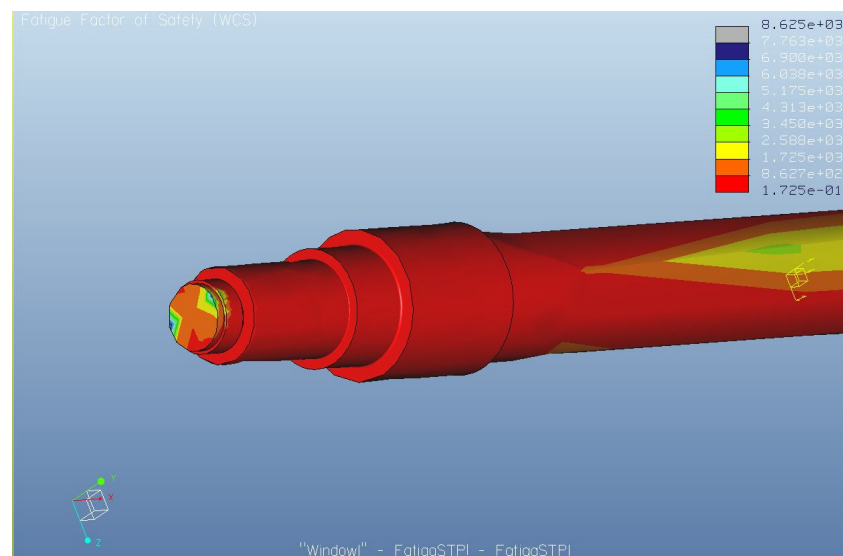
Pasamos a representar la visualización **Confidence of Life**



**Fig4.8.5. Visualización Confidence of life**

Podemos observar que la confianza resulta ser 1 en las zonas más desfavorables y 2-3 en zonas menos peligrosas. Los valores por debajo de la unidad indican el fallo. Los valores mayores que 3 por lo general reflejan una confianza adecuada de alcanzar la vida deseada objetivo. La representación se basa en un modelo tricolor para que sea directa la visualización de las zonas que no aguantan el esfuerzo aplicado, las zonas que resisten la carga sin demasiados problemas. Rojo significa una confianza de vida de 0 ciclos al número de ciclos introducidos para la duración deseada. Amarillo significa una confianza de vida que recorre del número de ciclos introducidos para la duración deseada a 3 veces ese número. La diferencia entre estos números es considerado la vida marginal. Verde significa que la pieza puede soportar cualquier número de ciclos sobre la vida marginal.

Por último añadimos la representación de **Factor of Safety**:



**Fig4.8.6. Visualización factor de safety**

Según esta representación ProEngineer nos avisa que si queremos que la pieza aguante el número de ciclos deseado deberíamos disminuir la carga de entrada multiplicando por el valor mostrado en cada región.

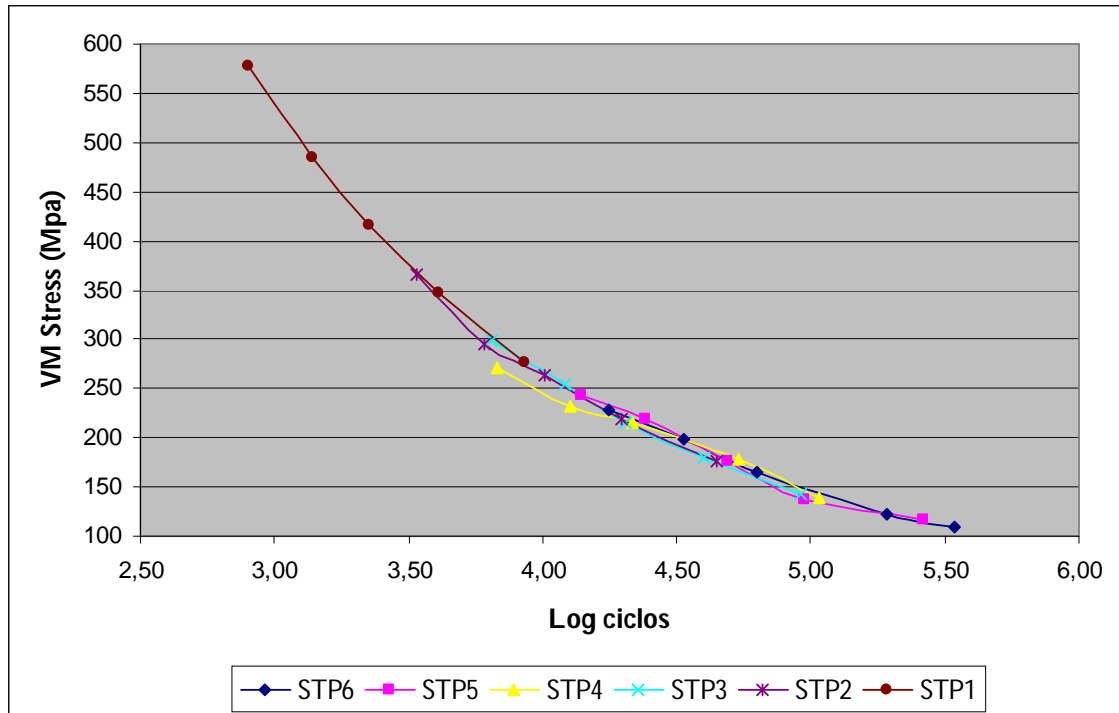
#### 4.8.1. Anál isis Fatiga : Variación Radios

Tras esto realizaremos un barrido de cargas, desde 12000Tm hasta 25000Tm en el eje. Y haremos esto para cada tipo de eje según sus radios de acuerdo. Cambiaremos el valor del factor de reducción de fatiga para cada tipo de eje. Dicho esto, los resultados son los siguientes:

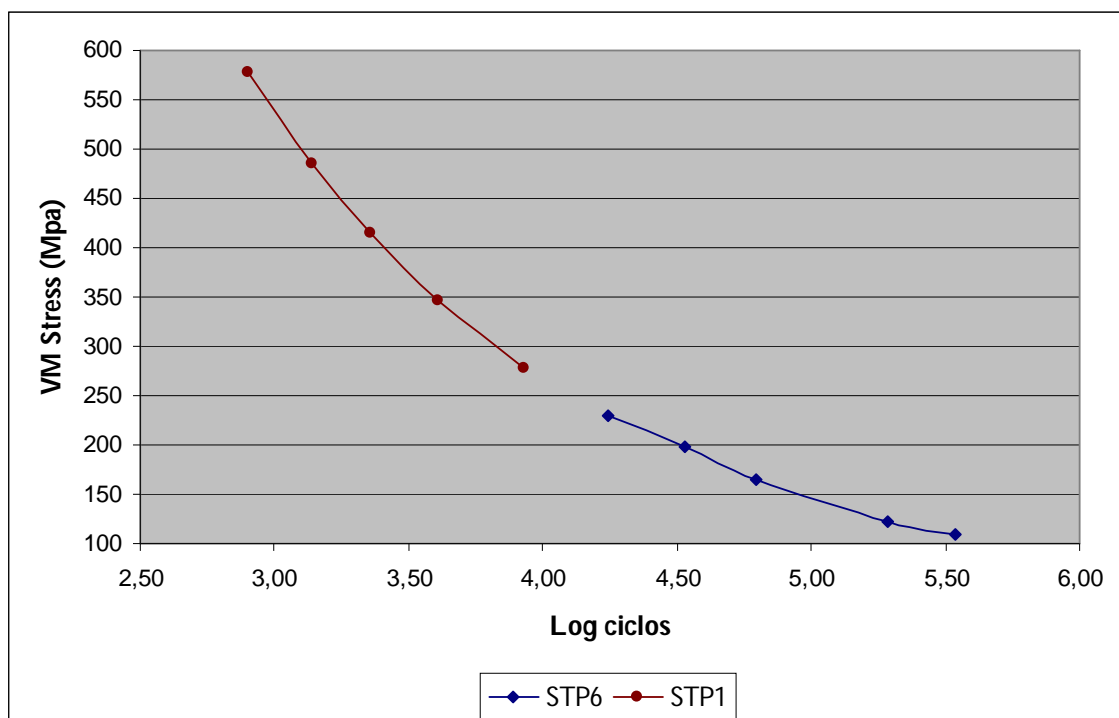
	VM Stress (MPa)	Log Ciclos
EJE STP1 CARGA 12000 Kg.	277,20	3,93
EJE STP1 CARGA 15000 Kg.	346,40	3,61
EJE STP1 CARGA 18000 Kg.	415,60	3,36
EJE STP1 CARGA 21000 Kg.	484,80	3,14
EJE STP1 CARGA 25000 Kg.	577,10	2,91
EJE STP2 CARGA 12000 Kg.	175,7	4,65
EJE STP2 CARGA 15000 Kg.	219,5	4,29
EJE STP2 CARGA 18000 Kg.	263,00	4,01
EJE STP2 CARGA 21000 Kg.	296,00	3,78
EJE STP2 CARGA 25000 Kg.	365,70	3,53
EJE STP3 CARGA 12000 Kg.	143,5	4,97
EJE STP3 CARGA 15000 Kg.	179,3	4,60
EJE STP3 CARGA 18000 Kg.	215,1	4,31
EJE STP3 CARGA 21000 Kg.	254,2	4,08
EJE STP3 CARGA 25000 Kg.	298,6	3,81
EJE STP4 CARGA 12000 Kg.	138,600	5,03
EJE STP4 CARGA 15000 Kg.	178,500	4,73
EJE STP4 CARGA 18000 Kg.	215,100	4,34
EJE STP4 CARGA 21000 Kg.	232,600	4,10
EJE STP4 CARGA 25000 Kg.	271,900	3,83
EJE STP5 CARGA 12000 Kg.	117,10	5,42
EJE STP5 CARGA 15000 Kg.	136,90	4,98
EJE STP5 CARGA 18000 Kg.	176,20	4,69
EJE STP5 CARGA 21000 Kg.	219,40	4,38
EJE STP5 CARGA 25000 Kg.	243,80	4,15
EJE STP6 CARGA 12000 Kg.	110,00	5,53
EJE STP6 CARGA 15000 Kg.	123,00	5,29
EJE STP6 CARGA 18000 Kg.	164,70	4,80
EJE STP6 CARGA 21000 Kg.	198,30	4,53
EJE STP6 CARGA 25000 Kg.	229,00	4,24

Tab4.8.1.1. VM y Ciclos, resultados 6 ejes

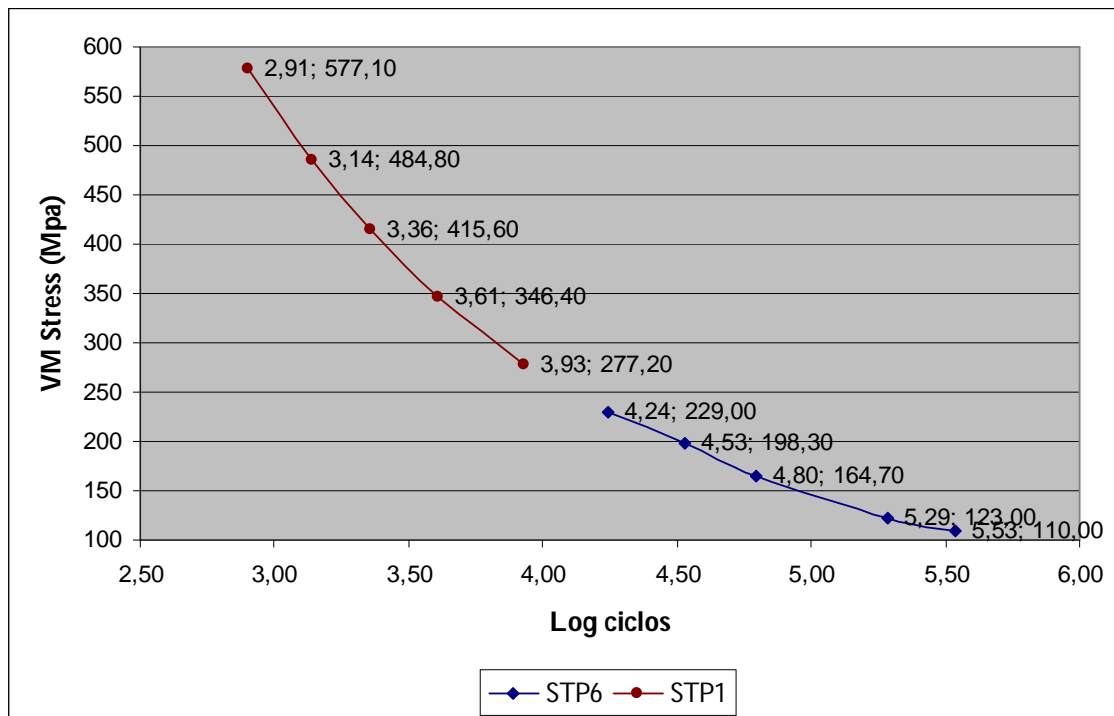
Con estos datos construimos la siguiente tabla. En ella podemos distinguir los 6 tipos de ejes:

**Fig4.8.1.2. Gráfico VMStress vs Log Ciclos**

Si sólo dejamos la comparación entre los ejes extremos, STP1 y el STP6 para ver más clara la distinción de resultados:

**Fig4.8.1.3. Gráfico VMStress vs log ciclos STP1 STP6**

Si a la anterior representación le añadimos valores estos son los resultados:

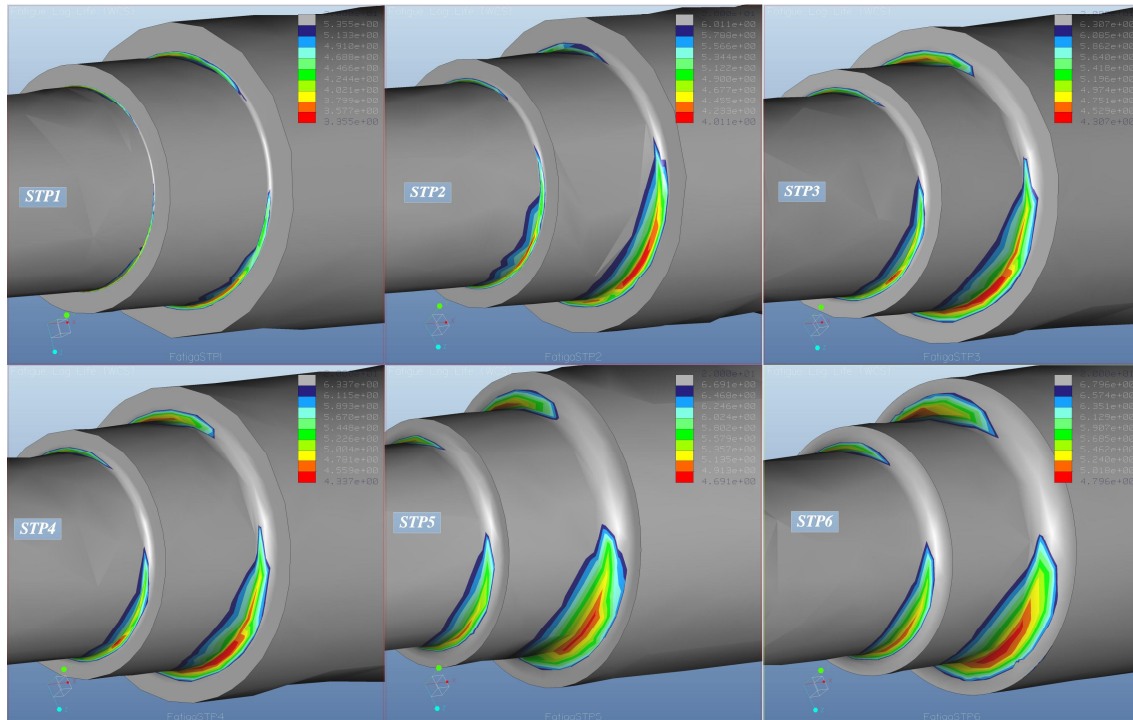


**Fig4.8.1.4. Gráfico VMStress vs log ciclos STP1 STP6 con valores**

Según los valores obtenidos tras la grafica comparativa anterior observamos una disminución de las tensiones significativa entre ambos ejes. De los 277.2MPa iniciales a los 110MPa del caso STP6, y pasamos de un límite de fatiga de los escasos 9000 ciclos a 340000 ciclos en el caso STP6.

De esta forma podemos confirmar la enorme trascendencia entre utilizar unos radios de acuerdo pequeños o suavizar las uniones y aumentar los radios de unión entre las diferentes secciones del eje.

Si realizamos una comparativa entre los 6 tipos de eje diferentes aplicando un mismo valor de carga, los resultados producto del análisis por *Log Life* son los siguientes:



**Fig4.8.1.5. Comparativa Vida a Fatiga entre los distintos ejes**

Podemos observar cómo el daño se distribuye de mejor manera al suavizar los radios, la concentración de tensiones cada vez va siendo menor.

#### 4.8.2. Anál isis Fatiga: Variaciones en Material

Tomando STP6 como eje de referencia, crearemos dos tipos distintos más de material para ejes

- Crearemos un eje con acero DINSt42 (variaremos el valor de límite elástico) para ver cómo afecta la utilización de un material con mejores propiedades resistentes con respecto al acero estructural básico.
- Crearemos un eje con acero DINSt52 (variaremos los valores de límite elástico y tensión última) con la misma finalidad. La UTS de

### ***Desarrollo. Estudio dinámico. Fatiga***

---

este tipo de acero se encuentra entre los valores de 52 y 72 kg/mm<sup>2</sup> y entre 34 y 45 kg/mm<sup>2</sup> de límite elástico.

Recordemos que las propiedades del acero estructural básico utilizado inicialmente eran las siguientes:

- **Acero estructural básico:**
  - ⇒ Tensión de rotura UTS: 360MPa
  - ⇒ Límite elástico: 262MPa

Para ser concretos, las mejoras de los aceros que se utilizarán a partir de ahora con respecto al acero estructural básico son los siguientes:

- **Acero DIN St42:**
  - ⇒ Tensión de rotura UTS: 420MPa
- **Acero DIN St52:**
  - ⇒ Tensión de rotura UTS: 650MPa
  - ⇒ Límite elástico: 400MPa

De esta manera podremos observar en qué manera repercute estas modificaciones materiales a la hora de implementar nuestro eje.

A continuación mostramos los resultados obtenidos tras los análisis a fatiga de los nuevos ejes.



	VM Stress (MPa)	Log Ciclos
EJE STP6 CARGA 12000 Kg.	110,00	5,53
EJE STP6 CARGA 15000 Kg.	123,00	5,29
EJE STP6 CARGA 18000 Kg.	164,70	4,80
EJE STP6 CARGA 21000 Kg.	198,30	4,53
EJE STP6 CARGA 25000 Kg.	229,00	4,24
EJE STP6ST42 CARGA 12000 Kg.	109,900	5,78
EJE STP6ST42 CARGA 15000 Kg.	131,700	5,39
EJE STP6ST42 CARGA 18000 Kg.	164,700	5,00
EJE STP6ST42 CARGA 21000 Kg.	197,200	4,71
EJE STP6ST42 CARGA 25000 Kg.	228,700	4,42
EJE STP6ST52 CARGA 12000 Kg.	109,90	6,78
EJE STP6ST52 CARGA 15000 Kg.	137,81	6,23
EJE STP6ST52 CARGA 18000 Kg.	164,70	5,67
EJE STP6ST52 CARGA 21000 Kg.	189,23	5,32
EJE STP6ST52 CARGA 25000 Kg.	228,70	4,97

Tab4.8.2.1. Resultados 3 tipos de ejes según material

Si trasladamos los datos anteriores a una gráfica, esta es la representación resultante:

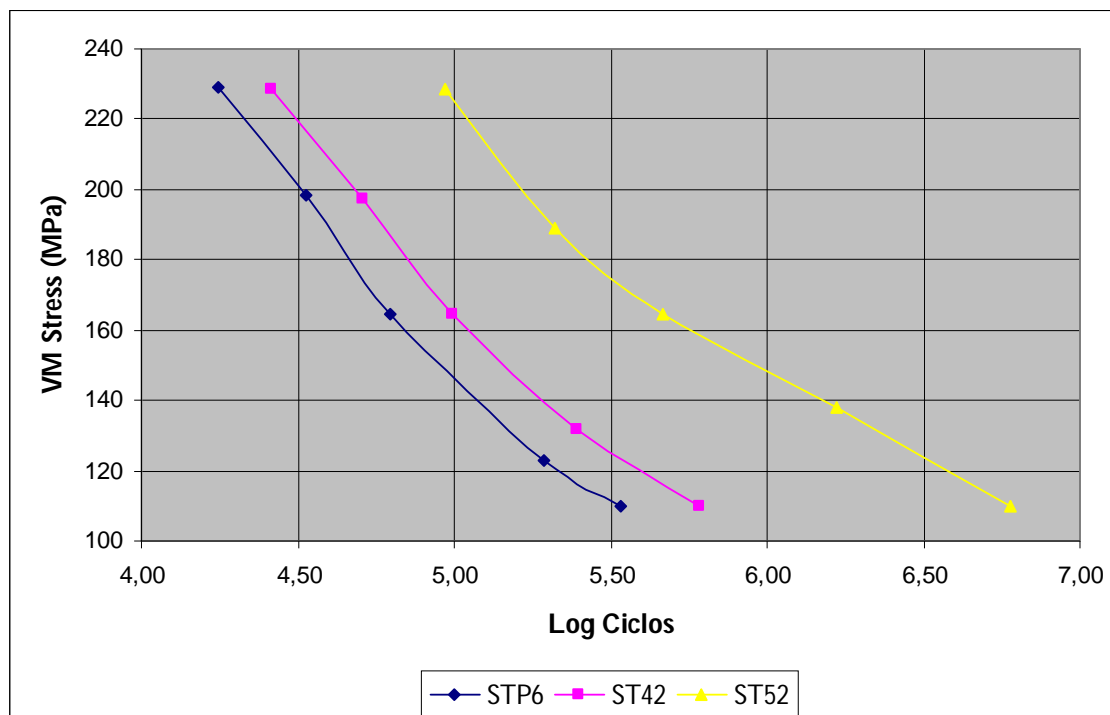


Fig4.8.2.2. VMStress vs Log Ciclos STP6 ST42 ST52

Si a la anterior representación le añadimos valores estos son los resultados:

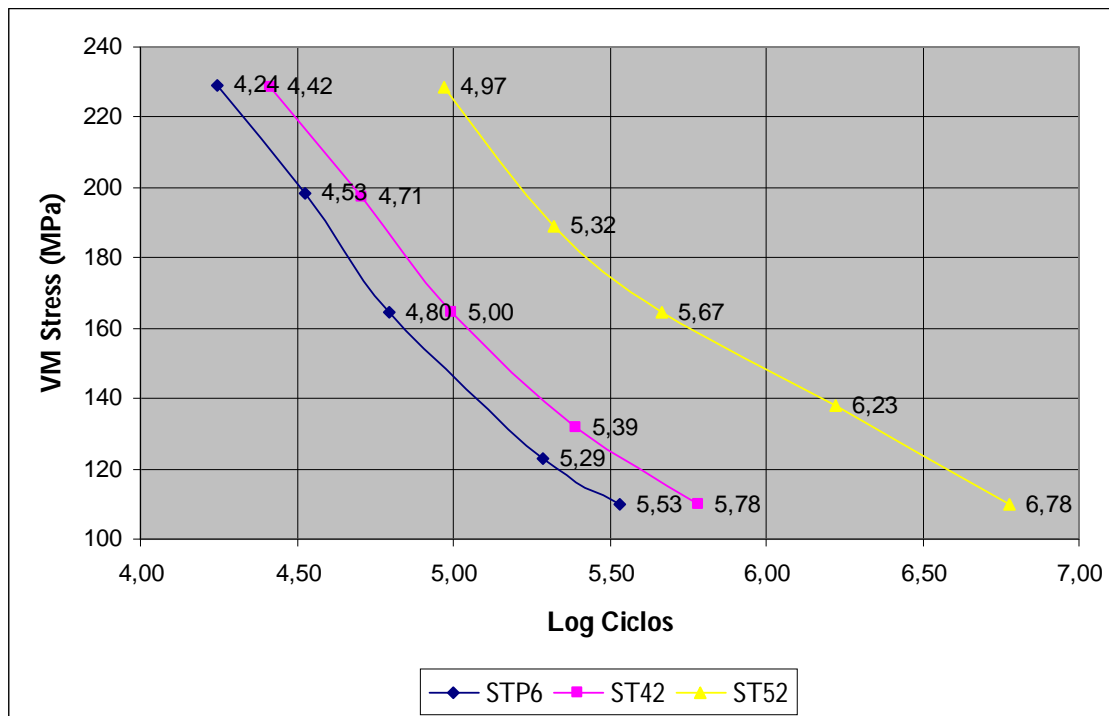


Fig4.8.2.3. VMStress vs Log Ciclos STP6 ST42 ST52 con valores

Podemos observar cómo aumenta de manera muy significativa la vida útil de la pieza, (sobretudo al aumentar el límite elástico).

#### 4.8.3. Anál isis Fatiga: Variaciones Acabado Superficial

Finalmente, y tomando como eje referencia el STPST52, realizaremos un estudio de vida a fatiga según el acabado de fabricación. ProEngineer nos ofrece una amplia gama de análisis con varios acabados superficiales. La selección deseada se realiza en la casilla de datos "*Acabado superficial*" de la ventana "*Definición de material*"

Como ya hemos estudiado, además de las tensiones aplicadas y del factor de diseño, en el proceso de rotura por fatiga de una pieza interviene **el tratamiento superficial** recibido y el posible **endurecimiento** llevado a cabo.

#### Tratamientos superficiales:

**1-Granallado:** Consiste en la proyección de pequeñas partículas abrasivas (de diámetros milimétricos) a gran velocidad (65 - 110 m/s) que, al impactar con la pieza tratada, produce la eliminación de los contaminantes de la

superficie. Esta técnica se basa en la aplicación de esfuerzos residuales de compresión en espesores superficiales delgados. Tras la realización de este proceso, cualquier tensión externa de tracción será contrarrestada por la compresión previa.

**2-Pulido:** Consiste en el proceso de decapado superficial de la pieza, homogeniza la superficie de nuestra pieza eliminando posibles defectos producto de la acción de corte al mecanizar dicha pieza.

**3-Esmerilado:** Misma técnica que el pulido.

Endurecimiento Superficial:

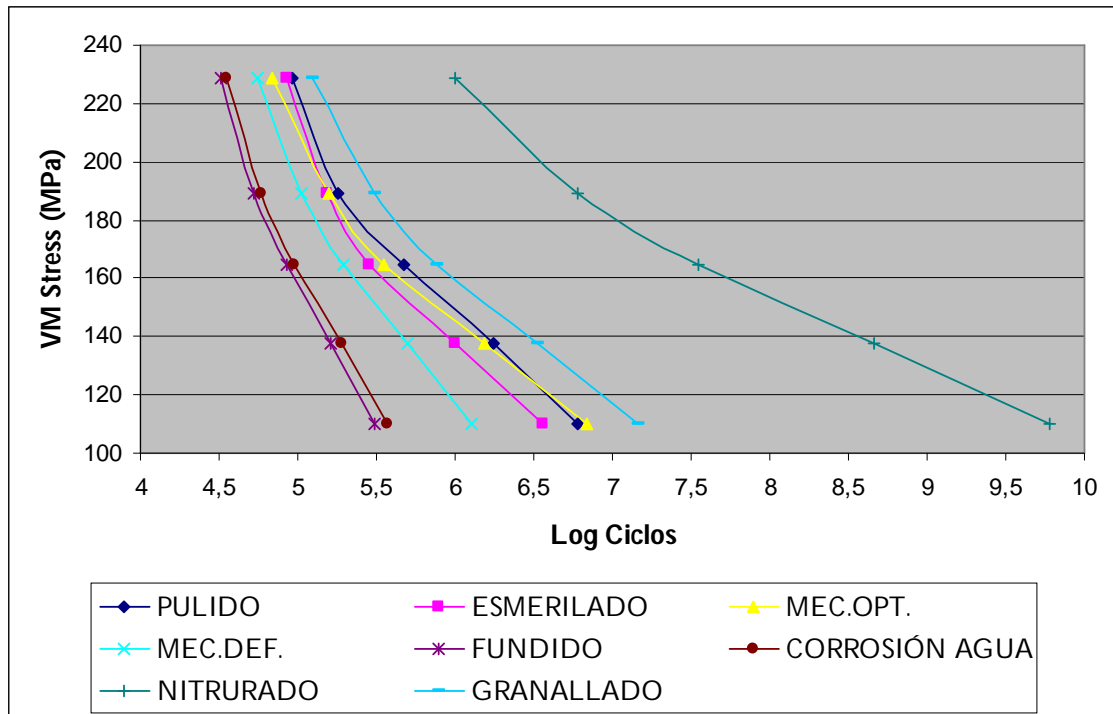
**4-Nitrurado:** Se trata de un tratamiento térmico durante el cual la pieza se expone a una atmósfera rica en nitrógeno a altas temperaturas. De esta forma se incorpora a la pieza una nueva capa superficial de alta dureza, además de introducirse nuevas tensiones residuales de compresión. También se utiliza como mecanismo anticorrosión.

Tras esta breve descripción de los distintos procesos de acabado superficial incluyo la tabla de resultados procedentes de los distintos análisis realizados:

		VM Stress (Mpa)	Log Ciclos
<b><u>Pulido</u></b>	EJE STP6ST52 CARGA 12000 Kg.	110,00	5,53
	EJE STP6ST52 CARGA 15000 Kg.	123,00	5,29
	EJE STP6ST52 CARGA 18000 Kg.	164,70	4,80
	EJE STP6ST52 CARGA 21000 Kg.	198,30	4,53
	EJE STP6ST52 CARGA 25000 Kg.	229,00	4,24
<b><u>Esmerilado</u></b>	EJE STP6ST52 CARGA 12000 Kg.	109,900	6,56
	EJE STP6ST52 CARGA 15000 Kg.	131,700	6,00
	EJE STP6ST52 CARGA 18000 Kg.	164,700	5,45
	EJE STP6ST52 CARGA 21000 Kg.	197,200	5,19
	EJE STP6ST52 CARGA 25000 Kg.	228,700	4,93
<b><u>Bien Mecanizado</u></b>	EJE STP6ST52 CARGA 12000 Kg.	109,90	6,83
	EJE STP6ST52 CARGA 15000 Kg.	137,81	6,18
	EJE STP6ST52 CARGA 18000 Kg.	164,70	5,54
	EJE STP6ST52 CARGA 21000 Kg.	189,23	5,19
	EJE STP6ST52 CARGA 25000 Kg.	228,70	4,84
<b><u>Deficiente mecanizado</u></b>	EJE STP6ST52 CARGA 12000 Kg.	109,90	6,10
	EJE STP6ST52 CARGA 15000 Kg.	137,81	5,70
	EJE STP6ST52 CARGA 18000 Kg.	164,70	5,29
	EJE STP6ST52 CARGA 21000 Kg.	189,23	5,02
	EJE STP6ST52 CARGA 25000 Kg.	228,70	4,74
<b><u>Fundido</u></b>	EJE STP6ST52 CARGA 12000 Kg.	109,90	5,48
	EJE STP6ST52 CARGA 15000 Kg.	137,81	5,20
	EJE STP6ST52 CARGA 18000 Kg.	164,70	4,92
	EJE STP6ST52 CARGA 21000 Kg.	189,23	4,71
	EJE STP6ST52 CARGA 25000 Kg.	228,70	4,51
<b><u>Corroído por agua</u></b>	EJE STP6ST52 CARGA 12000 Kg.	109,90	5,57
	EJE STP6ST52 CARGA 15000 Kg.	137,81	5,27
	EJE STP6ST52 CARGA 18000 Kg.	164,70	4,98
	EJE STP6ST52 CARGA 21000 Kg.	189,23	4,76
	EJE STP6ST52 CARGA 25000 Kg.	228,70	4,54
<b><u>Nitrurado</u></b>	EJE STP6ST52 CARGA 12000 Kg.	109,90	9,77
	EJE STP6ST52 CARGA 15000 Kg.	137,81	8,66
	EJE STP6ST52 CARGA 18000 Kg.	164,70	7,55
	EJE STP6ST52 CARGA 21000 Kg.	189,23	6,77
	EJE STP6ST52 CARGA 25000 Kg.	228,70	5,99
<b><u>Granallado</u></b>	EJE STP6ST52 CARGA 12000 Kg.	109,90	7,16
	EJE STP6ST52 CARGA 15000 Kg.	137,81	6,52
	EJE STP6ST52 CARGA 18000 Kg.	164,70	5,88
	EJE STP6ST52 CARGA 21000 Kg.	189,23	5,48
	EJE STP6ST52 CARGA 25000 Kg.	228,70	5,09

Tab4.8.3.1. Tabla Resultados según acabado superficial

Si exportamos los anteriores datos a una gráfica representativa, estos son los resultados:



**Fig4.8.3.2. VMStress vs Log Ciclos. Variaciones acabado superficial**

Podemos observar la relevancia del nitrurado con mucha diferencia respecto de los demás métodos. Esto es debido a que este tipo de proceso se trata de un tratamiento térmico, por lo cual la función química se encuentra presente y se modifica la estructura superficial de la pieza añadiendo nuevos materiales en las capas más externas.

Las diferencias entre un mecanizado óptimo y uno deficiente son palpables.

Además podemos observar cómo las curvas se acercan para condiciones de carga considerables y se alejan y tienden a disminuir la pendiente al reducir el esfuerzo aplicado.

## 5. Conclusiones

Tras la realización del trabajo y a tenor de los resultados podemos obtener varias conclusiones:

- Tras realizar el modelo de trabajo para caso estático observamos cómo los barridos de carga provocan variaciones totalmente lineales tanto en el desplazamiento como en las tensiones generadas y en las reacciones producidas.

- El análisis de vibraciones nos muestra las frecuencias perjudiciales para la pieza. Los primeros modos rondan los 400Hz y los siguientes rondan los 1100Hz

- Trabajando en modo dinámico para el caso concreto de variaciones en los radios de acuerdo, si comparamos los ejes extremos (STP1 Y STP6) podemos observar una disminución de las tensiones de los 277.2MPa iniciales a los 110MPa del caso STP6, y pasamos de un límite de fatiga de los escasos 9000 ciclos a los 340000 ciclos del modelo refinado. Esto refuerza nuestra teoría que supone una mejor distribución de tensiones para piezas con cambios de sección suaves y con ángulos amplios.

- Tras los cambios en las propiedades en el material utilizado conseguimos pasar de un límite de 340000 ciclos a 600000 ciclos para el caso St42 y más de 6000000 ciclos para el caso del acero St52

- Finalmente, variando los acabados superficiales observamos la enorme repercusión del proceso de nitrurado con respecto a los demás procesos. Las fuerzas residuales de compresión en superficies optimizan las tensiones y nos permite llegar a excelentes resultados a fatiga. El granallado es el siguiente proceso más recomendable, pero a bastante distancia del nitrurado. De nuevo se observa la trascendencia de los esfuerzos de compresión previos. La diferencia entre realizar un mecanizado óptimo a uno deficiente supone un aumento de vida a fatiga de más del doble de ciclos, conseguimos llegar a valores de ejes pulidos. Finalmente observamos cómo un eje pulido que sufre corrosión obtiene los mismos resultados que un eje de fundición sin acabado superficial posterior alguno.

Dicho esto, quedan demostradas las mejoras prestacionales que conseguimos dependiendo del modelo de eje que decidamos montar en nuestro tren de rodadura. Los ejes fabricados con límites de carga de rotura grandes y con límites elásticos amplios asegurarán una vida en servicio muy amplia y sin comprometer la seguridad en el trabajo. De la misma manera, los radios de acuerdo deben ser amplios y es recomendable la realización de un granallado o un nitrurado posterior en los casos posibles. Siempre hay que tener en cuenta que son piezas estructurales de mucha responsabilidad y que realizan la labor más importante en el rodaje del ferrocarril, por lo que conviene no escatimar en medios de fabricación.

## 6. Pliego de condiciones

Para la realización de este proyecto resulta imprescindible un equipo informático óptimo para poder realizar las labores de diseño y análisis con el software descrito. La realización del proyecto conlleva la realización y modelaje de piezas 3D de cierta complejidad, de tal manera que las prestaciones del equipo deben ser altas para conseguir un buen procesado sin perder tiempo de trabajo en forma de gestión de CPU.

A su vez se necesita un dispositivo de almacenamiento masivo con cierta capacidad, de manera que nos permita transportar correctamente los ficheros obtenidos y manejar la documentación en soporte informático.

La labor de un diseñador 3D es indispensable para llevar a cabo el trabajo. Los valores procedentes del cálculo se basan en la correcta modelización de la pieza a estudiar, de manera que si el diseño no es óptimo los resultados obtenidos no serán fieles a las piezas reales a estudiar.

Al igual que en el caso de diseño 3D, se necesita un experto en implementación FEM para realizar las labores de mallado y análisis de resultados Femap. Un mallado de pieza deficiente da lugar a resultados falsos y poco refinados.

Por último se necesita la adquisición de licencias para el software requerido: Microsoft Office 2003, Solid Edge ST, Femap v10 y ProEnginner.



## 7. Presupuesto

A continuación añado el presupuesto en referencia a los trabajos realizados en el proyecto:

<b><u>Equipo Informático</u></b>			
<b><i>Ítem</i></b>	<b><i>Unidad/Cantidad</i></b>	<b><i>Coste unitario</i></b>	<b><i>Coste total</i></b>
Ordenador personal: <b>Packard Bell Imedia X7500 SP</b> , con procesador Intel®Core2 Quad a 2,5 GHz, 8GB Ram, tarjeta gráfica Nvidia® Geforce9500GS, disco duro 1.2Tb +Monitor TFT LG®Flatron+ periféricos+sistema operativo	x1	799,99€	799,99€
Dispositivo almacenamiento masivo <b>TakeMS</b> de 4Gb	x1	16,25€	16,25€
<b><u>Software Informático</u></b>			
Microsoft Office 2003 Home Edition	15 días	*	*
SolidEdge ST	7 días	49,99€	349,93€
Femap v10.0	4días	40,15€	160,6€
ProEngineer	5días	56,20€	281€
<b><u>Personal</u></b>			
Diseñador 3D	56horas	30€/h	1680€
Experto en implementación FEM	32horas	29€/h	928€
		<b><i><u>Coste Total</u></i></b>	<b><i><u>4215,77€</u></i></b>

Tras el desglose presupuestario, el coste total de realización del proyecto es de cuatromil doscientos quince euros con setenta y siete céntimos (4215,77€)

I.V.A. no incluido.

## 8. Referencias

Klöckner & Co. Materiales Siderúrgicos. Catálogo de productos.

Apuntes de Tecnología Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid

Artículo "Fatiga", Luis A. de Vedia y Hernán Svoboda, Ensayos Industriales 2002, Facultad de Ingeniería Universidad de Buenos Aires

"Fatigue crack growth in notched and plain shafts subjected to fatigue loading", Thompson, K.D., Sheppard, S.D. Eng. Fract. Mech., 1992

"Modos de Falla comunes en ejes" Edgar Espejo Mora y Juan Carlos Martínez, departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica Universidad de Colombia 2008

"El rodaje en el ferrocarril. Ejes Tomo 3 y 4", Julio Álvarez Rodríguez, UC3M 2010

Artículo "Fallas de Cojinetes y ejes en Carros ferroviarios de carga", Miguel Lecaros & Damián Guzmán, Departamento de Ingeniería Mecánica Universidad de Chile

"Estudio de la nucleación y crecimiento subcrítico de fisuras bajo cargas cíclicas" Facultad de Ingeniería Universidad de Buenos Aires

"Cálculo de ejes y elementos accesorios", Marcelo Tulio, UTN-FRBB 2004

"Fatigue Damage Evolution in Axis" Plumtree, A., and Shi, L, International, Journal of Fatigue, Vol. 24, 2002.

<http://www.ine.es/>

"Fatiga Multiaxial en ejes de Gran Par", Ángel de Andrés Martínez, Anales de mecánica y Electricidad

"Datos y características principales productos siderúrgicos" Metalasa

Artículo "Flexión" Juan José Suárez Menéndez, IES Pando.

R.L. Norton, "Diseño de maquinaria", McGraw Hill 2000

<http://www.wheelabratorgroup.es>

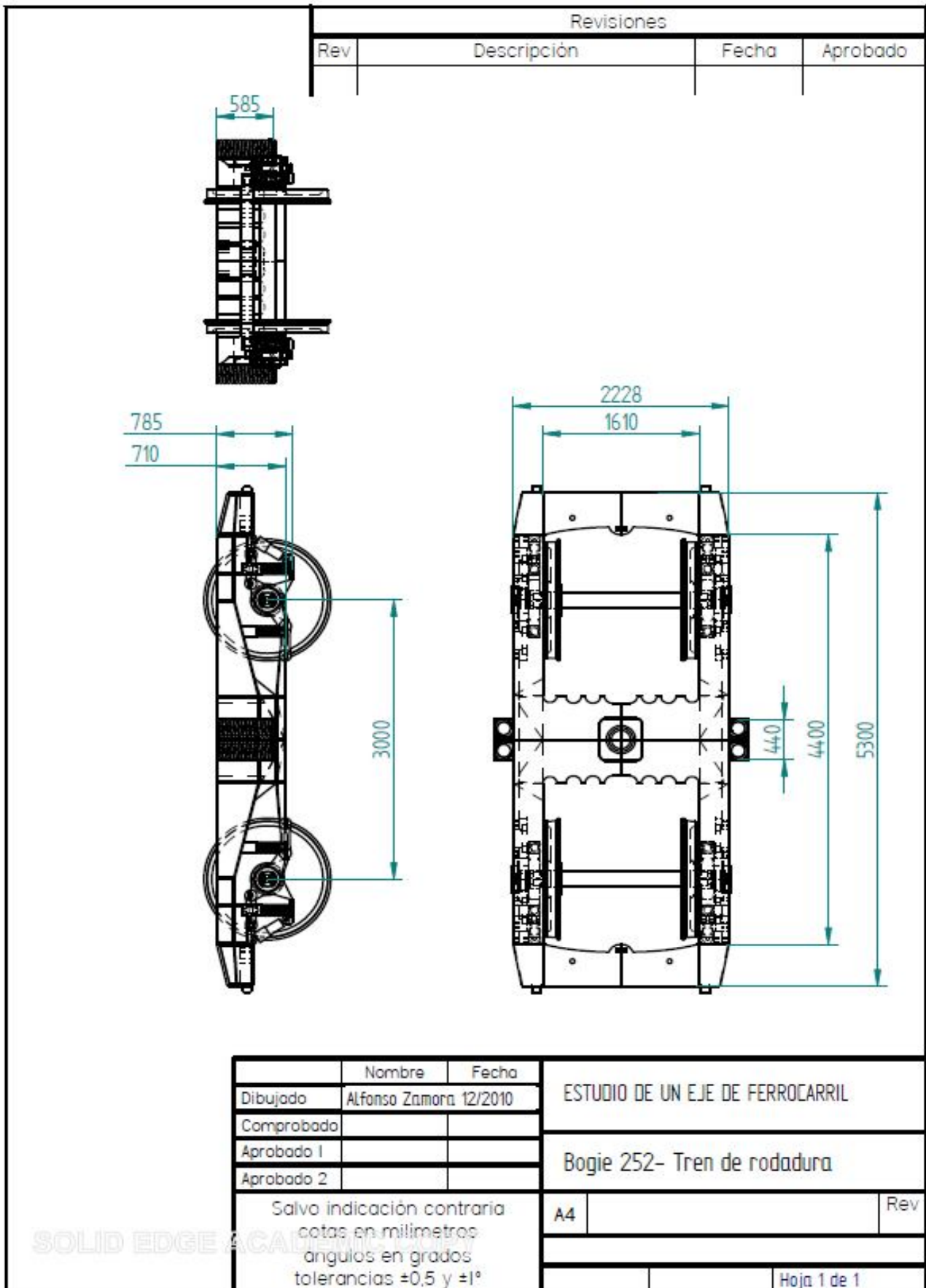
"Fatiga bajo cargas de amplitud variable" I. Zabalza, Universidad de Navarra

<http://www.asme.org/>

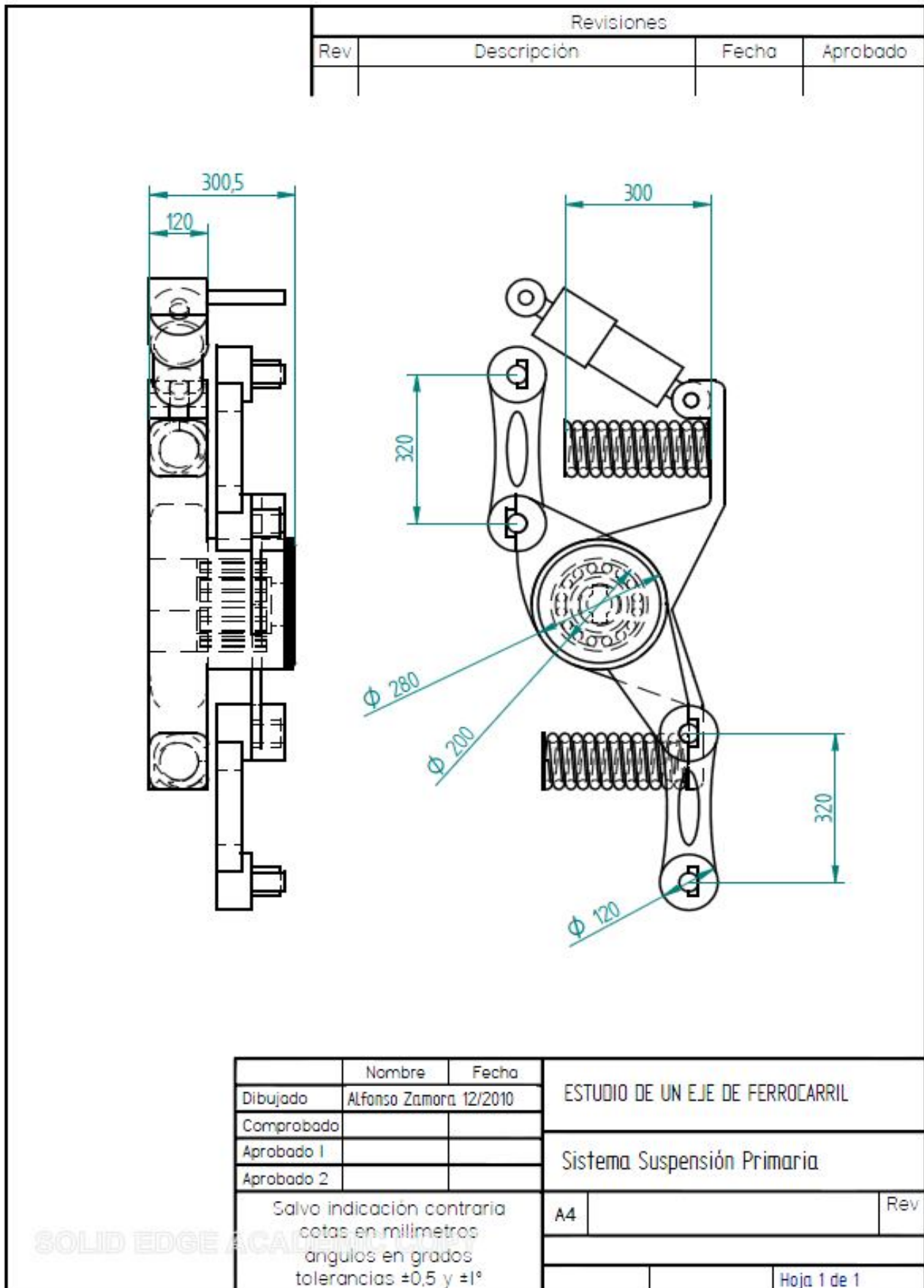


## 9. Planos

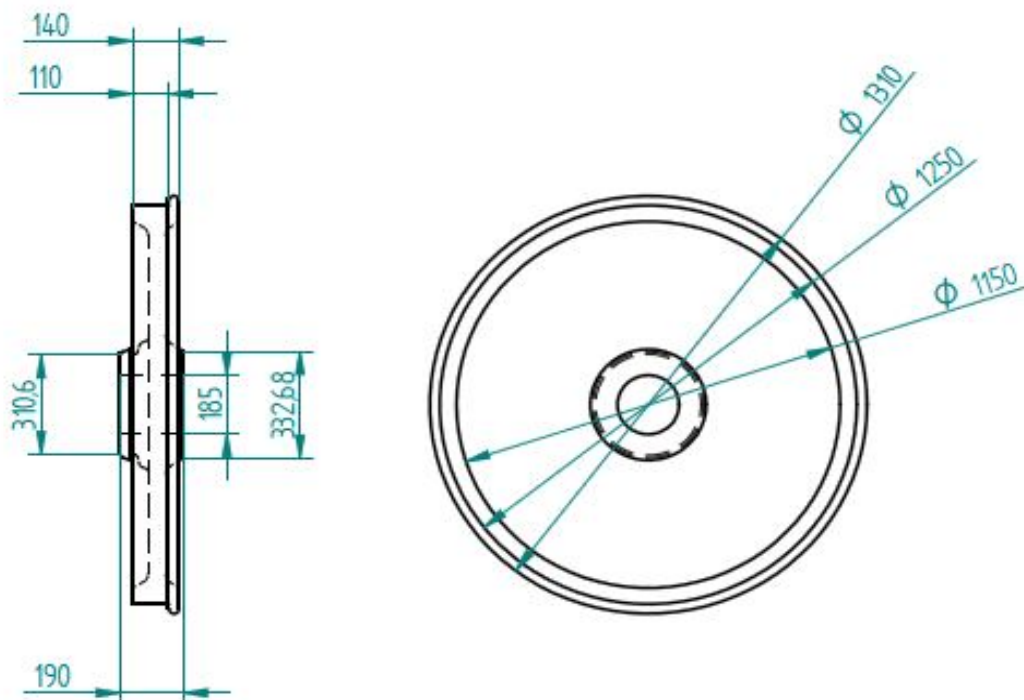
**Estudio mecánico avanzado de un eje de ferrocarril**



***Estudio mecánico avanzado de un eje de ferrocarril***



## Estudio mecánico avanzado de un eje de ferrocarril



	Nombre	Fecha	ESTUDIO DE UN EJE DE FERROCARRIL	
Dibujado	Alfonso Zamora	12/2010		
Comprobado			Rueda - Wheel	
Aprobado 1				
Aprobado 2				
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			A4	Rev
			Hoja 1 de 1	

**Estudio mecánico avanzado de un eje de ferrocarril**

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: flex-start;"> <div style="width: 60%;"> </div> <div style="width: 35%; text-align: right;">STP6</div> </div>			
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: flex-start;"> <div style="width: 60%;"> </div> <div style="width: 35%; text-align: right;">STP5</div> </div>			
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: flex-start;"> <div style="width: 60%;"> </div> <div style="width: 35%; text-align: right;">STP4</div> </div>			
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: flex-start;"> <div style="width: 60%;"> </div> <div style="width: 35%; text-align: right;">STP3</div> </div>			
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: flex-start;"> <div style="width: 60%;"> </div> <div style="width: 35%; text-align: right;">STP2</div> </div>			
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: flex-start;"> <div style="width: 60%;"> </div> <div style="width: 35%; text-align: right;">STP1</div> </div>			

	Nombre	Fecha	<b>ESTUDIO DE UN EJE DE FERROCARRIL</b>  Comparativa Ejes - Radios Acuerdo	
Dibujado	Alfonso Zamora	12/2010		
Comprobado				
Aprobado 1				
Aprobado 2				
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			A4	Rev
SOLID EDGE ACADEMY			Hoja 1 de 1	